



Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Zařízení pro životnostní testy dopravníkových válečků

Lifetime Test Device for Conveyor Rolls

Student:

Bc. Petra Teslíková

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2011



Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta



Prohlašuji že,

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Petra Teslíková

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Na Návsi 163/142, Ludgeřovice 747 14



Ráda bych poděkovala doc. Ing. Zdeňkovi Foltovi, Ph.D. za odborné vedení, ochotu, cenné rady, připomínky a předání zkušeností v průběhu řešení dané problematiky diplomové práce. Mé poděkování patří také Ing. Zdeňkovi Porubovi, Ph.D. za důležité informace a předání zkušeností při výpočtech v programu ANSYS a firmě Transroll za poskytnutí veškerých potřebných podkladů k zpracování diplomové práce.



ANOTACE

Teslíková, P. *Zařízení pro životnostní testy dopravníkových válečků: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismu strojů, 2011, 66 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Cílem diplomové práce je navrhnout a konstrukčně zpracovat zařízení pro životnostní testy dopravníkových válečků. V úvodu diplomové práce je popsán pásový dopravník se všemi svými jednotlivými částmi. Dále následuje přehled základního rozdělení dopravníkových válečků a přehled sortimentu firmy Transroll. Podrobněji je popsán zvolený testovaný váleček (zatížení, napěťové parametry, únavový výpočet válečku). Na závěr jsou provedeny jednotlivé návrhy (převodovka, motor, řemenový převod) a pevnostní výpočty (hřídele, ložiska, rám zatěžujícího zařízení).

Klíčové slovo: pásový dopravník, nosná stolice, dopravníkový váleček, konstrukce válečku, testovací zařízení

ANNOTATION

Teslíková, P. *Lifetime Test Device for Conveyor Rolls: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, 66 p. Thesis, head: Folta, Z.

The purpose of the master thesis is to project and construct a device for operating life tests of conveyor rollers. The belt conveyor with all its components is described in the introduction of this dissertation. Followingly, there are overviews of the basic diversification of conveyor rollers and the selection of goods from Transroll company. The chosen tested roller is described in greater detail (load pressure, tension parameters, fatigue calculation of conveyors). In the conclusion, the individual propositions (gear box, engine, belt gear) and the solidity calculations (shaft, bearings, frame of weighting device) are stated.

Key word: roller conveyor, carrying stand, conveyor roller, the construction of a roller, testing device



Seznam použitých značek.....	3
1 Úvod	9
2 Nosná konstrukce pásových dopravníků	11
2.1 Válečkové stolice.....	11
2.2 Nosné válečky	12
2.2.1 Typy nosných válečků	12
2.2.2 Požadavky na nosné válečky	13
3 Specifické technické parametry válečků firmy Transroll.....	14
3.1 Konstrukce válečků	14
3.2 Sortiment válečků	16
4 Postup při výpočtu zatížení testovaného válečku	17
4.1 Skutečná plocha náplně pásového dopravníku	17
4.2 Náhrada plochy náplně pásového dopravníku	18
4.3 Výpočet zatížení válečku.....	20
5 Napětíové parametry testovaného válečku	23
5.1 Vlastní výpočet napětí válečku.....	23
5.2 Převzatý výpočet napětí válečku	24
5.2.1 Váleček montovaný s vůlí	24
5.3 Výpočet napětí válečku pro testovací zatížení	25
5.3.1 Váleček montovaný s vůlí	25
5.4 Únavový výpočet válečku montovaného s vůlí.....	25
5.4.1 Mez únavy pláště válečku.....	26
5.4.2 Čelo válečku	28
6 Zařízení pro testování dopravníkového válečku.....	30
6.1 Statické testování válečků	30
6.2 Dynamické testování válečků.....	30
6.2.1 Varianty zatěžovacích standů	30
7 Návrh a kontrola zvoleného zatěžovacího standu	33
7.1 Návrh a kontrola převodovky s el. motorem	33
7.1.1 Volba převodovky a el. motoru	34
7.2 Návrh a kontrola řemenového převodu	36
7.2.1 Určení délky řemene.....	36
7.2.2 Skutečná osová vzdálenost	37



7.2.3	Stanovení potřebného počtu řemenů	37
7.2.4	Výpočet předpětí.....	38
7.2.5	Výpočet napínací síly	40
7.2.6	Návrh malé klínové řemenice.....	41
7.3	Přepočet krouticích momentů z převodovky k třetímu převodu.....	43
7.4	Kontrola hřídele zatěžovacího válečku	43
7.4.1	Stanovení bezpečnosti hřídele	44
7.5	Kontrola hřídele testovaného válečku	48
7.5.1	Stanovení bezpečnosti hřídele	48
7.6	Návrh a kontrola ložisek zatěžovacího standu	52
7.6.1	Návrh a kontrola ložisek zatěžovacího válečku	52
7.6.2	Kontrola ložisek testovaného válečku	54
7.7	Kontrola navrženého rámu zatěžovacího standu	55
7.7.1	Napětí rámu zatěžovacího standu dle HMH.....	55
7.7.2	Deformace rámu zatěžovacího standu	56
7.7.3	Bezpečnost rámu zatěžovacího standu	57
8	Závěr.....	59
9	Seznam použitých zdrojů.....	60
10	Seznam použitých obrázků.....	63
11	Seznam použitých tabulek	65
12	Seznam příloh	66

Seznam použitých značek

A	předběžná osová vzdálenost	[m]
A_{MIN}	min. osová vzdálenost pro nasazení řemene	[m]
A_{MAX}	max. osová vzdálenost pro napínání řemene	[m]
A_{SK}	skutečná osová vzdálenost	[m]
a	vůle mezi činnými závitů	[m]
B	šířka dopravníkového pásu	[m]
B_L	šířka ložiska	[m]
b	šířka náplně dopravníkového pásu	[m]
b_p	šířka pera	[m]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_K	součinitel počtu řemenů v převodu	[-]
C_L	součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_P	součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu	[-]
C_o	statická únosnost ložiska	[N]
C_a	součinitel úhlu opásání řemene	[-]
D_1	normalizovaný průměr hnací řemenice	[m]
D_2	normalizovaný průměr hnané řemenice	[m]
D_3	vnější průměr zatěžujícího válečku	[m]
D_4	vnější průměr testovaného válečku	[m]
D_{1MIN}	min. průměr hnací řemenice	[m]
D_{1MAX}	max. průměr hnací řemenice	[m]
D_{1p}	vnější průměr pružiny	[m]
D_L	vnější průměr ložiska	[m]
D_p	střední průměr pružiny	[m]
D_{pl}	vnější průměr pláště válečku	[m]
d	základní průměr hřídele	[m]
d_L	vnitřní průměr ložiska	[m]
d_{min}	min. průměr hřídele	[m]
d_p	normalizovaný průměr drátu pružiny	[m]
d_p'	předběžný průměr drátu pružiny	[m]
d_{pl}	vnitřní průměr pláště válečku	[m]



d_f	průměr vrtání řemenice	[m]
e	vzdálenost mezi osami drážek	[m]
F	přenášená obvodová síla	[N]
F_1	základní tah v horní větvi	[N]
F_2	základní tah v dolní větvi	[N]
F_{8p}	síla pružiny v zatíženém stavu	[N]
F_{1p}	síla pružiny v napruženém stavu	[N]
F_{2p}	síla působící na bok pera	[N]
F_f	síla odporu valení	[N]
F_{NS}	napínací síla	[N]
F_o	potřebné předpětí řemene	[N]
F_V	výsledná síla	[N]
f	vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší stranou řemenice	[-]
f_f	součinitel odporu valení	[-]
f_k	součinitel tření v klínové drážce	[-]
f_o	součinitel suchého smykového tření	[-]
f_v	součinitel vláknového tření	[-]
G	modul pružnosti ve smyku	[MPa]
G_N	zatížení od náplně pásového dopravníku	[N]
G_P	zatížení od dopravního pásu	[N]
G_I	výsledné zatížení	[N]
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
i	teoretický převodový poměr řemenového převodu	[-]
$i_{1,2}$	skutečný převodový poměr řemenového převodu	[-]
$i_{3,4}$	převodový poměr třetího převodu	[-]
i_p	skutečný poměr vinutí pružiny	[-]
i_p'	předběžný poměr vinutí pružiny	[-]
$i_{př}$	převodový poměr převodovky	[-]
K	počet řemenů	[-]
K_p	korekční součinitel napětí v krutu	[-]
k	bezpečnost proti prokluzu řemene	[-]
$k_{D\sigma}$	dynamická bezpečnost v ohybu	[-]
$k_{D\tau}$	dynamická bezpečnost v krutu	[-]



k_p	tuhost pružiny	[N·m ⁻¹]
k_S	statická bezpečnost	[-]
$k_{S\,dov}$	dovolená statická bezpečnost	[-]
k_V	výsledná dynamická bezpečnost	[-]
$k_{D\,dov}$	dovolená dynamická bezpečnost	[-]
L_{10}	životnost ložiska	[mil.ot.]
L_{10H}	životnost ložiska	[hod.]
L_p	normalizovaná délka řemene	[m]
L_p'	výpočtová délka řemene	[m]
l_{op}	délka pružiny ve volném stavu	[m]
l_{1p}	délka pružiny v napruženém stavu	[m]
l_3	délka válečku firmy Transroll	[m]
l_{8p}	délka pružiny v zatíženém stavu	[m]
l_{9max}	max. délka pružiny v mezním stavu	[m]
l_{9p}	délka pružiny v mezním stavu	[m]
l_m	šířka pásu Matador	[m]
$l_{min\,F}$	mezní zkušební délka pružiny	[m]
l_p	délka pera	[m]
M	šířka věnce řemenice	[m]
Mk_3	vstupní krouticí moment třetího převodu	[N·m]
Mk_4	výstupní krouticí moment třetího převodu	[N·m]
$Mk_{1př}$	vstupní krouticí moment převodovky	[N·m]
$Mk_{2př}$	výstupní krouticí moment převodovky	[N·m]
$Mk_{1ř}$	vstupní krouticí moment řemenového převodu	[N·m]
$Mk_{2ř}$	výstupní krouticí moment řemenového převodu	[N·m]
Mk_f	moment od síly odporu valení	[N·m]
M_O	ohybový moment	[N·m]
m_{1m}	hmotnost 1m pásu Matador	[kg]
m_g	velikost zatížení	[kg]
m_N	hmotnost od náplně pásového dopravníku	[kg]
m_P	hmotnost pásu Matador	[kg]
N_C	počet cyklů na mezi únavy	[-]
N_K	počet cyklů na mezi kluzu	[-]



N_o	jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
N_p	skutečný přenášený výkon jedním řemenem	[kW]
n_4	otáčky třetího převodu	[min ⁻¹]
$n_{1př}$	vstupní otáčky převodovky	[min ⁻¹]
$n_{2př}$	výstupní otáčky převodovky	[min ⁻¹]
n_{2t}	otáčky hřídele testovaného válečku	[min ⁻¹]
n_{2z}	otáčky hřídele zatěžujícího válečku	[min ⁻¹]
n_p	počet činných závitů	[-]
n_z	počet závěrných závitů	[-]
$P_{1př}$	výkon převodovky	[N]
P_{2t}	přenášený výkon u hřídele testovaného válečku	[N]
P_{2z}	přenášený výkon u hřídele zatěžujícího válečku	[N]
P_o	ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
P_u	mezní únavové zatížení ložiska	[N]
p_2	tlak pro pero těsné a ocelovou řemenici	[MPa]
p_{D2}	dovolený tlak na pero a ocelovou řemenici	[MPa]
Q_z	velikost spojitého zatížení	[N]
R_A	reakce	[MPa]
R_B	reakce	[MPa]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
R_m	mez pevnosti materiálu	[MPa]
S	celková plocha náplně pásového dopravníku	[m ²]
S_1	plocha náplně ve tvaru paraboly	[m ²]
S_2	plocha náplně ve tvaru korýtky	[m ²]
$S_{a\ min}$	součet nejsilnějších dovolených vůlí mezi činnými závitů	[m]
S_N	plocha náhrady náplně – varianta č. 2	[m ²]
S_o	bezpečnost ložiska	[-]
$S_{o\ min}$	min. bezpečnost ložiska	[-]
S_{pl}	plocha náhrady náplně	[m ²]
s	pružný skluz klínového řemene	[-]
s_{1p}	roztážení pružiny v napruženém stavu	[m]
s_{8p}	roztážení pružiny v zatíženém stavu	[m]
s_{9p}	roztážení pružiny v mezním stavu	[m]



t	rozteč pražců firmy Transroll	[m]
t_I	hloubka drážky v náboji pera	[m]
t_p	rozteč činných závitů ve volném stavu	[m]
V_N	objem náplně pásového dopravníku	[m ³]
v_I	obvodová rychlost pro normalizovaný průměr hnací řemenice	[m·s ⁻¹]
$v_{I\max}$	max. rychlost klínového řemene	[m·s ⁻¹]
v_d	dopravní rychlost válečku firmy Transroll	[m·s ⁻¹]
W_o	modul průřezu v ohybu	[m ³]
w	exponent Wöhlerovy křivky	[-]
z	celkový počet závitů	[-]
z_o	celkový počet obrobených závěrných závitů	[-]
α	tvarový součinitel	[-]
α'	úhel sklonu bočních válečků pásového dopravníku	[°]
$\bar{\alpha}$	úhel opásání hnací řemenice	[rad]
α_o	úhel opásání hnací řemenice	[°]
α_σ	součinitel napětí v ohybu	[-]
α_τ	součinitel napětí v krutu	[-]
β	součinitel vrubu podle Neubergera	[-]
γ	doplňkový úhel hnací řemenice	[°]
ε_v	součinitel velikosti součásti	[-]
$\eta_{1,2}$	účinnost řemenového převodu	[-]
$\eta_{3,4}$	účinnost třecího převodu	[-]
η_L	účinnost ložisek	[-]
η_p	součinitel jakosti povrchu	[-]
λ	dynamický sypný úhel	[°]
ρ_N	hustota náplně dopravníkového pásu	[kg·m ⁻³]
ρ	poloměr vrubu	[m]
σ_A	amplitudové napětí	[MPa]
σ_{Co}	mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
σ_{Co}^*	mez únavy vrubované součásti	[MPa]
σ_m	střední napětí	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]



τ	napětí v krutu	[MPa]
τ_8	napětí v krutu při zatíženém stavu pružiny	[MPa]
τ_9	napětí v krutu v mezním stavu pružiny	[MPa]
τ_{Dm}	dovolené mezní napětí v krutu pružiny	[MPa]
ψ	součinitel nárazu při dopravě značně kusovitého materiálu	[-]

1 Úvod

Pásový dopravník je dopravník, jehož unášecím prvkem je nekonečný dopravní pás obíhající mezi hnacím a vratným bubnem, doplněný dalšími konstrukčními prvky potřebnými pro provoz dopravníku. Je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých hmot na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti (dálková pásová doprava).

Pásové dopravníky patří mezi nejrozšířenější dopravní prostředky v různých průmyslových odvětvích a díky tomu nacházejí uplatnění v nejrůznějších provozních podmínkách, především v plynulé hromadné dopravě materiálů.

Největšími subjekty v naší republice používajícími pásovou dopravu materiálů jsou především doly. Doprava zejména na povrchových (ale též hlubinných) dolech představuje jeden z nejdůležitějších článků technologie dobývání, bez kterého nelze realizovat těžební proces. Charakter povrchového dobývání vyžaduje přemísťování velkého množství nadložních vrstev hornin na výsypku, obvykle na velké vzdálenosti a zároveň dopravu užitečných nerostů k dalšímu zpracování či úpravě. [5]

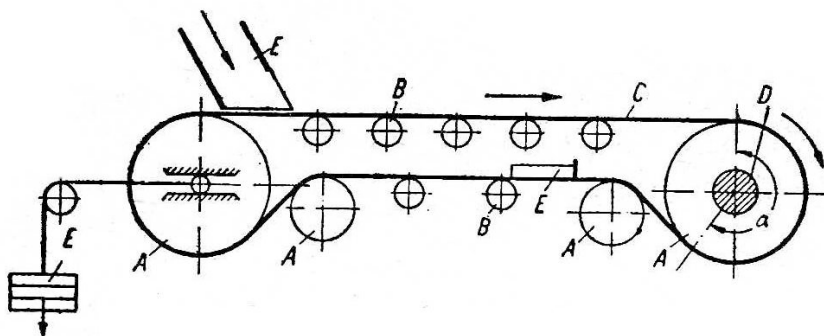
Hlavní výhody pásového dopravníku [6]:

- Materiál se dopravuje plynule bez přestávek, a tím se dosahuje maximálního výkonu.
- Pásový dopravník se hodí pro dopravu všech hromadných materiálů, jako jsou skryvka, resp. hlušina, těžké i vysušené uhlí, koks atd., a může se jím dopravovat právě tak chladný jako horký, suchý jako mokrý a za jistých předpokladů i lepkavý materiál.
- Při vhodném uspořádání předávajících míst (přesypů) je dopravovaný materiál chráněn před poškozením.
- Vhodně konstruovaných pásových dopravníků lze podle nejnovějších poznatků použít k dopravě při stoupání až asi 60° a také k dopravě s poměrně ostrými oblouky. Tyto přednosti umožňují přizpůsobit dopravní zařízení obtížným terénním poměrům.
- Zařízení pásových dopravníků jsou velmi přehledná, konstrukce je jednoduchá a snadno přístupná při opravách.

Pásové dopravníky postupem času získaly, kromě povrchových a hlubinných dolů, uplatnění také v dalších odvětvích lidské činnosti. Z toho důvodu je nezbytně nutné neustále zlepšovat jejich parametry a to jak z pohledu ekonomického tak také konstrukčního a tím zefektivňovat jejich provoz. [5]

Konstrukce pásového dopravníku (obr. 1.1) se v podstatě vždy skládá z [6]:

- nosné konstrukce
- vratných, poháněcích a napínacích bubnů
- horních a dolních nosných válečků
- dopravního pásu
- pohonu
- doplňujících a ochranných zařízení



Obr. 1.1 Konstrukce pásového dopravníku [6]

A – vratné, poháněcí a napínací bubny; B – nosné válečky; C – dopravní pás;

D - pohon; E – doplňující a ochranná zařízení

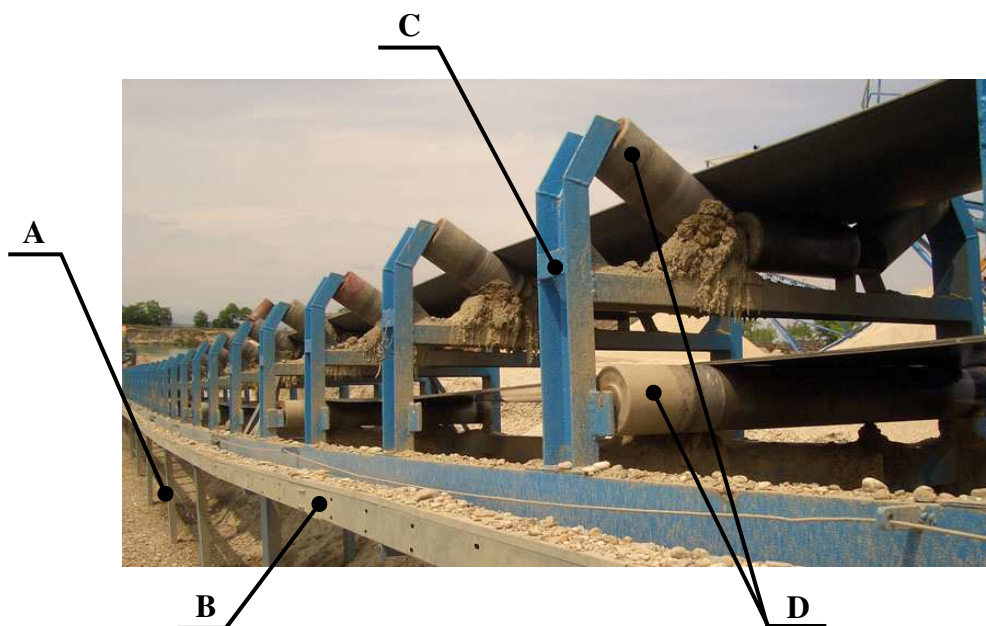
Cíle diplomové práce

Diplomová práce je určena pro realizaci životnostních zkoušek. Po konzultaci s firmou Transroll jsem si stanovila následující cíle:

- 1) Provést rešerši typů válečků vyrábějících firmou Transroll a vytipovat testovaný sortiment.
- 2) Stanovit charakteristický způsob zatížení válečku při provozu dopravníku.
- 3) Provést rozbor stávající konstrukce válečku s cílem vytipovat jednotlivé části, které mohou ovlivňovat výslednou životnost válečku.
- 4) Navrhnout varianty řešení zatěžovacího standu.
- 5) Provést konstrukční návrh zvoleného řešení včetně potřebných výpočtů.
- 6) Zhotovit sestavný výkres zatěžovacího standu.

2 Nosná konstrukce pásových dopravníků

Nosná konstrukce pásového dopravníku nese všechny strojní části potřebné na jeho chod a vytváří trať pásového dopravníku. Může být stacionární nebo mobilní (přesuvná) a je tvořena stojany, podélnými nosníky, válečkovými stolicemi a nosnými válečky (obr. 2.1). Stojany a podélné nosníky jsou nejčastěji ocelové díly z profilů U, L anebo trubek. Spojování jednotlivých dílů dopravníkové trati je závislé na druhu dopravníku. Nejčastěji se používají šroubová spojení. Nosné konstrukce pásových dopravníků jsou typizované. [5]



Obr. 2.1 Nosná konstrukce pevná – terénní pásový dopravník [28]

A – stojany; B – podélné nosníky; C – válečkové stolice; D – nosné válečky

Úlohou válečkových stolic (tzv. horních / dolních pražců) je podpírat horní a dolní část dopravního pásu. Rozměry a vyhotovení stolic a válečků pro různé druhy pásových dopravníků a účely použití jsou normalizované. [5]

2.1 Válečkové stolice

Válečkové stolice bývají převážně z tenkostěnných profilů pro technologickou dopravu (dopravní pásy šířky 0,4 – 1,2 m) nebo trubkové konstrukce pro dálkovou dopravu (dopravní pásy šířky 1,2 – 2,0 m). Válečkové stolice se skládají z dolních a horních nosných stolic. [5]

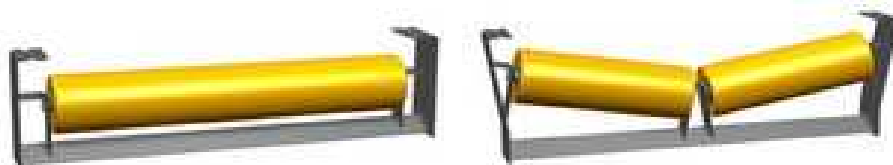
Nosné stolice (pražce) jsou umístěny po celé délce dopravníku, tudíž podléhají důsledné kontrole. Výběr správných pražců je klíčem k řádnému chodu dopravníku. [32]

Horní nosné stolice nesou horní válečky. Jsou především korýtkové, nesoucí dva nebo více samostatně uložených válečků. Podle jejich počtu bývají jednoválečkové, dvouválečkové, tříválečkové a víceválečkové. [5]



Obr. 2.2 Nosná stolice – provedení horní [32]

Dolní nosné stolice nesou dolní válečky. Jsou ve většině případů rovné jednoválečkové, pro větší šířky dopravníkových pásů pak většinou dvouválečkové. [5]



Obr. 2.3 Nosná stolice – provedení dolní [32]

2.2 Nosné válečky

Nosné válečky vedou a podírají horní i dolní větev dopravního pásu. Jsou uloženy v nosných stolicích a představují podstatnou část mechanických prvků pásového dopravníku. Vzdálenosti horních a dolních válečků v závislosti na šířce dopravního pásu jsou uvedeny v patřičných normách. V horní zatížené větvi se pohybuje okolo 700 – 1800 mm a v dolní nezatížené větvi je pak dvoj a trojnásobná. [5]

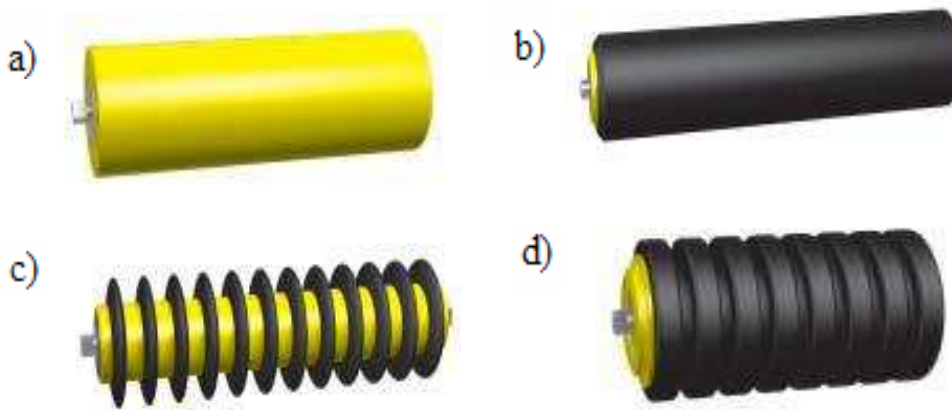
2.2.1 Typy nosných válečků

Nosné válečky mají normalizované průměry a délky. Rozdělují se podle dvou hlavních kritérií a to podle druhu a podle způsobu provedení (konstrukce).

Rozdělení podle druhu (obr. 2.4) - rozlišujeme tyto typy nosných válečků [5]:

- hladké válečky bez obložení – jsou používány v místech dopravníků, kde není zvýšený výskyt dynamických účinků, např. z dopadajícího materiálu na dopravníkový pás
- hladké válečky s obložení (pryž, umělé hmoty) – jsou používány k tlumení dynamických účinků z dopadajícího materiálu na plnicích místech nebo přesypech
- diskové válečky s disky pružnými či nepružnými – jsou používány na vedení spodní větve, kde je pás znečištěný dopravovaným materiálem

- válečky dopadové – jsou také používány k tlumení dynamických účinků z dopadajícího materiálu



Obr. 2.4 Typy nosných válečků [32]

a – hladký bez obložení; b – hladký s obložením; c – diskový; d – dopadový

Rozdělení podle konstrukce - v současnosti se rozlišují dva typy válečků [5]:

- s pevnou osou a otočným válečkem (nepohyblivý je vnitřní kroužek valivého ložiska)
- s otočným čepem ve víčku a pevným ložiskovým tělesem (obr. 2.5)



Obr. 2.5 Nosný váleček otočný s pevnou osou [32]

2.2.2 Požadavky na nosné válečky

Z provozního hlediska se od těchto válečků vyžaduje vysoká spolehlivost, minimální odpory proti pohybu a vysoká životnost (minimálně 8 let provozu). [32]

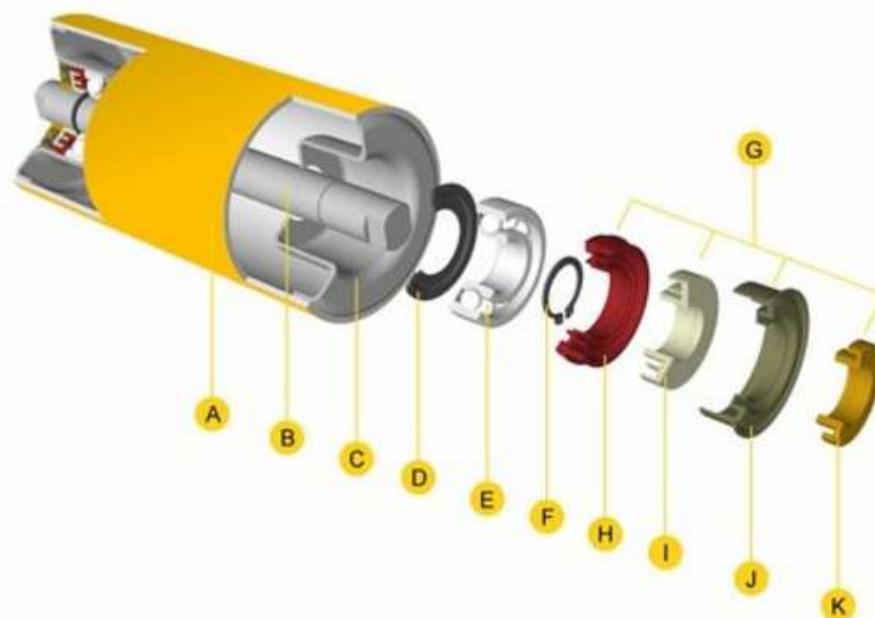
3 Specifické technické parametry válečků firmy Transroll

Firma Transroll, s.r.o. se při návrhu a výrobě válečků opírá o vlastní konstrukci a vývoj na základě dlouholetých ověřených zkušeností a špičkové produktivní výrobní technologie.

Za velmi důležité hodnoty pro zákazníka považuje firma Transroll: kvalitu, flexibilitu, spolehlivost a konkurenční cenu (nejvyšší užitná hodnota pro zákazníka). [32]

3.1 Konstrukce válečků

Dopravníkové válečky jsou standardizovány. Firma Transroll dodává i speciální typy válečků do extrémních klimatických podmínek, pro extrémní zátěž a vysoké rychlosti dle požadavků zákazníka. [32]



Obr. 3.1 Konstrukce válečku firmy Transroll [32]

A – plášť; B – hřídel; C – pouzdro ložiska; D – vnitřní těsnění; E – ložisko; F – pojistný kroužek; G – labyrintový těsnící systém; H – vnitřní labyrint; I – vnější labyrint; J – vnější krytka; K – hřídelový kroužek

A – Plášť

Plášť se vyrábí z bezešvých nebo podélně svařovaných přesných ocelových trubek tř. ISO 4200. Tloušťka stěny odpovídá zatížení a provozním podmínkám, pro které je váleček určen. [32]



B – Hřídel

Hřídele se vyrábí tažením z tyčí tř. ISO 1035 - 1, ISO 1035-4, EN 10278. Konce hřídele jsou obrobeny na CNC stroji. Hřídel je broušena s tolerancí ISO h6. [32]

C – Pouzdro ložiska

Pouzdro ložiska je lisováno z kvalitního, hluboko-tažného plechu. Tloušťka plechu odpovídá zatížení a provozním podmínkám, pro které je váleček určen. Uložení ložiska je s tolerancí ISO M7. [32]

D – Vnitřní těsnění

Těsnění je vyrobeno se speciálního materiálu na bázi polyamidu. Svým tvarem brání pronikání nečistot z vnitřního prostoru válečku. [32]

E – Ložisko

Jsou používána jednořadá kuličková ložiska, s rozměry podle ISO 15 s radiální vůlí C3, která je optimální pro chod válečku. Ložiska jsou naplněna do 70% prostoru vodu odpuzujícím mazivem na lithiové bázi, což umožňuje provoz bez potřeby mazání v průběhu celé životnosti. Podle provozních podmínek jsou používána ložiska bez krytí nebo s krytím R, 2R, Z, 2Z. Pro extrémně náročné podmínky jsou používána dvouřadá naklápečí soudečková ložiska. [32]

F – Pojistný kroužek

Pojistný kroužek je vyroben z kalené pružinové oceli podle normy DIN 471. Zabraňuje axiálnímu pohybu hřídele. [32]

G – Labyrintový těsnicí systém

Systém se skládá z několika těsnících elementů, které chrání ložisko před znečištěním zevnějšku. Systém má dvě části – vnitřní labyrint a vnější labyrint, chráněné krytkou a hřídelovým kroužkem.

Pokud to zákazník požaduje je prostor mezi bříty vyplněn mazivem pro zachycení jemných prachových částic. Mazivo je stejného typu jako u ložisek. Prostor mezi vnější krytkou a hřídelovým kroužkem je také vyplněn mazivem a vytváří tukovou předkomoru pro zachycení větších nečistot. Elementy labyrintového těsnícího systému jsou vyrobeny z

polyamidu (vnitřní a vnější labyrint) a z polypropylenu s UV stabilizátorem (vnější krytka a hřídelový kroužek).

Válečky určené pro drsné podmínky mají vnější krytku z ocelového plechu. U válečků s ložisky 6310 a 6312 jsou vnitřní a vnější labyrint vyrobeny ze Siluminu - hliníkové slitiny. Labyrintový systém může být vybaven třecím kroužkem pro zabránění vnikání vody. [32]

3.2 Sortiment válečků

Firma Transroll disponuje širokým sortimentem dopravníkových válečků. Jejich sortiment se skládá z válečků hladkých, pogumovaných, dopadových, strážních, diskových a spirálových. Dokáží se ovšem i pružně přizpůsobit a podle přání zákazníka jsou schopni dodat i jiné typy válečků, které nejsou v jejich sortimentu obsaženy.

Zatěžovací stand má sloužit pro testování hladkých válečků. V tab. 3.1 je obsažen sortiment vyráběných hladkých válečků firmou Transroll.

Tab. 3.1 Specifikace hladkých válečků [33]

Šířka pásu [mm]	Šířka nosné konstrukce [mm]	Průměr válečku [mm]	Ložisko	Max. rychlost pásu [m·s ⁻¹]
		Hladké válečky		
400	700	63, 76, 89	6204	3,15
500	800	63, 76, 89	6204	3,15
650	950	63, 76, 89	6204	3,15
800	1150	89, 108	6204	3,15
1000	1350	108, 133	6204	3,15
1200	1600	133	6204	3,15
		133	6305	4
		133	6306	5
1400	1800	133	6204	3,15
		133	6305	4
		133	6306	5
1600	2050	159	6308	5
1800	2250	159	6308	5
2000	2600	194	6310	5

Po domluvě s firmou Transroll se bude testovat těžký důlní váleček Ø 159 mm a délky 670 mm. S ohledem na kompatibilitu bude zatěžovací stand upraven pro válečky Ø 133 mm, Ø 159 mm a Ø 194 mm používaných délek s dopravní rychlostí 5 m·s⁻¹.

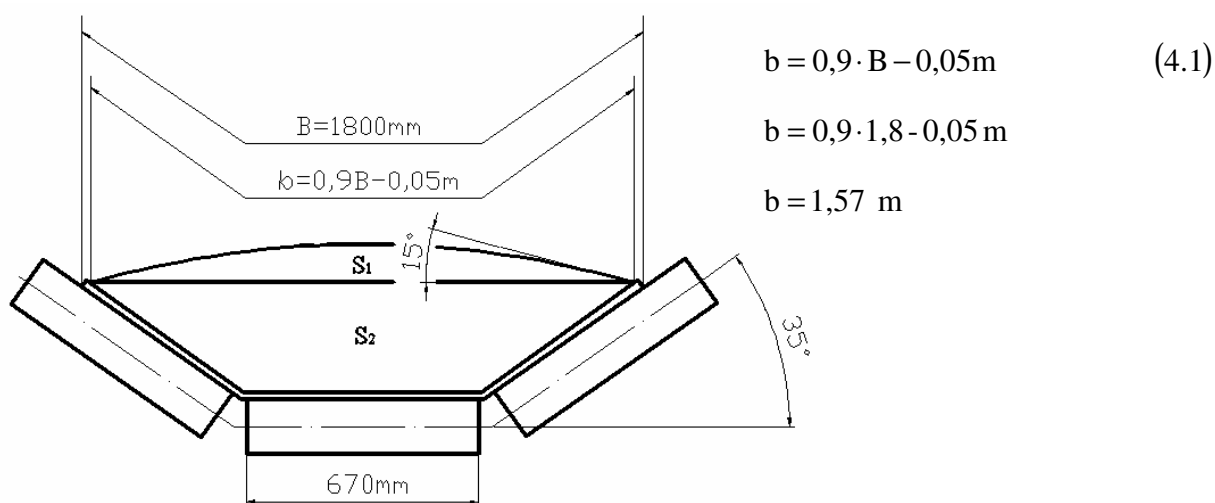
4 Postup při výpočtu zatížení testovaného válečku

Pro návrh zatěžovacího standu je nutno v první řadě provést určení provozního zatížení dopravníkového válečku Ø 159 mm – 670 mm. Určení tohoto zatížení jsem provedla dle [5].

4.1 Skutečná plocha náplně pásového dopravníku

Pro výpočet zatížení vycházím z nejčastěji používaného typu provedení pásového dopravníku dle obr. 4.1. Plocha náplně pásového dopravníku je tvořena korýtkovým průřezem dopravního pásu s tříválečkovými nosnými stolicemi. Boční válečky nosné stolice jsou skloněny o 35°.

Zatížení vychází z předpokladu, že se dopravovaný materiál rozloží do průřezu označeného plochami S_1 a S_2 na dopravníkovém páse šířky $B=1,8$ m .



Obr. 4.1 Plocha náplně pásového dopravníku

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cdot \cos \alpha']^2 \cdot \frac{\tan \lambda}{6} \quad (4.2)$$

$$S_1 = [0,670 + (1,57 - 0,670) \cdot \cos 35^\circ]^2 \cdot \frac{\tan 15^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,089 \text{ m}^2$$

$\alpha' = 35^\circ$ - úhel sklonu bočních válečků na pražci firmy Transroll [33]

$\lambda = 15^\circ$ - dynamický sypaný úhel zeminy - hroudy [5]

$l_3 = 0,670$ [m] - délka zadaného válečku firmy Transroll [33]

$$S_2 = \begin{bmatrix} l_3 + \frac{(b-l_3)}{2} \cdot \cos \alpha' \\ \frac{(b-l_3)}{2} \cdot \sin \alpha' \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

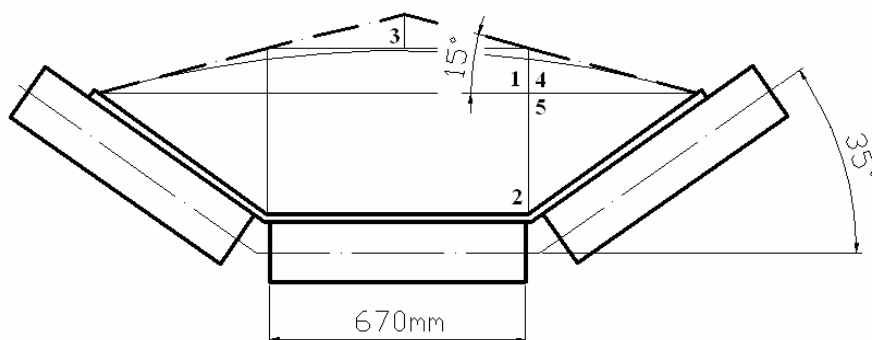
$$S_2 = \left[0,670 + \frac{(1,57 - 0,670)}{2} \cdot \cos 35^\circ \right] \cdot \left[\frac{(1,57 - 0,670)}{2} \cdot \sin 35^\circ \right]$$

$$S_2 = 0,268 \text{ m}^2$$

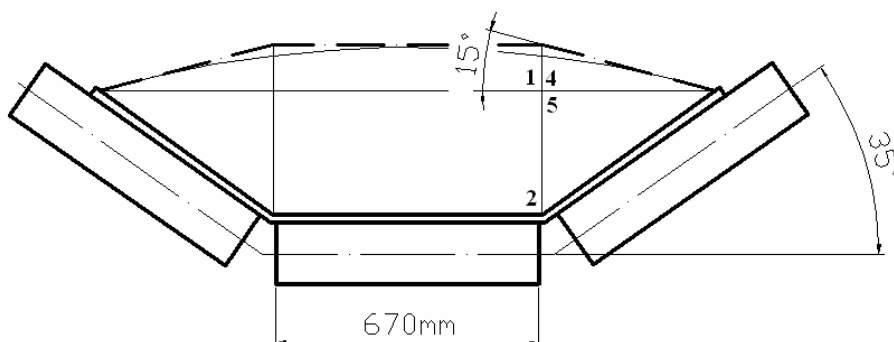
$$S = S_1 + S_2 = 0,089 + 0,268 = 0,357 \text{ m}^2 \quad (4.4)$$

4.2 Náhrada plochy náplně pásového dopravníku

Pro zjištění nejvíc namáhaného válečku jsem vytvořila dvě varianty náhrady plochy náplně pásového dopravníku (obr. 4.2 a obr. 4.3). Obě varianty byly vytvořeny k vzájemnému porovnání a poté výběru té vhodnější varianty pro následující výpočty. Náhrady plochy náplně pásového dopravníku byly stanoveny dle [6].

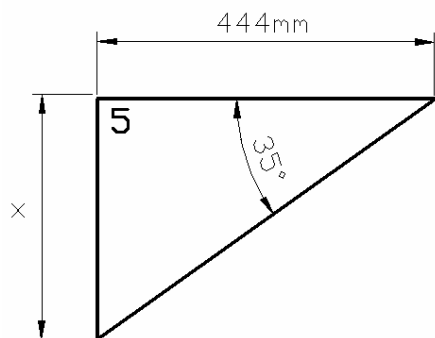


Obr. 4.2 Náhrada plochy náplně pásového dopravníku – varianta č.1



Obr. 4.3 Náhrada plochy náplně pásového dopravníku – varianta č. 2

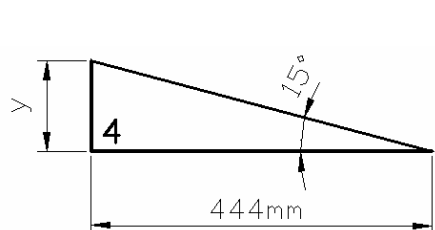
Výpočet ploch náhrady pásového dopravníku



$$\operatorname{tg} 35^{\circ} = \frac{x}{444} \Rightarrow x = \operatorname{tg} 35^{\circ} \cdot 444$$

$$x = 310,89 \text{ mm} \approx 311 \text{ mm}$$

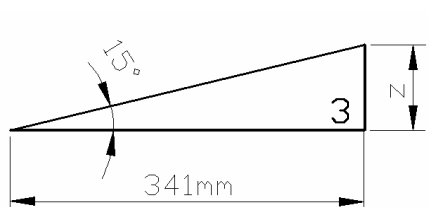
$$S_{\text{pl}5} = \frac{(444 \cdot 311)}{2} = 69\,042 \text{ mm}^2 \approx 0,069 \text{ m}^2 \quad (4.5)$$



$$\operatorname{tg} 15^{\circ} = \frac{y}{444} \Rightarrow y = \operatorname{tg} 15^{\circ} \cdot 444$$

$$y = 118,97 \text{ mm} \approx 119 \text{ mm}$$

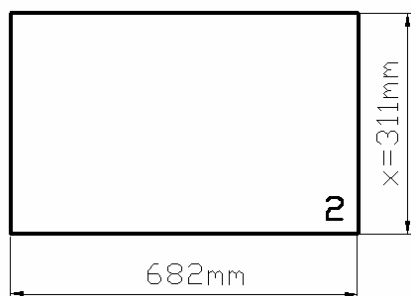
$$S_{\text{pl}4} = \frac{(444 \cdot 119)}{2} = 26\,418 \text{ mm}^2 \approx 0,026 \text{ m}^2 \quad (4.6)$$



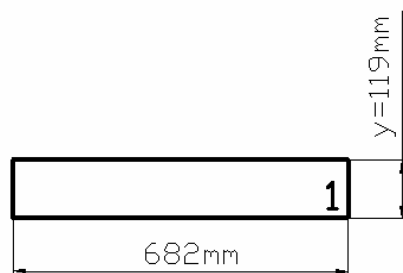
$$\operatorname{tg} 15^{\circ} = \frac{z}{341} \Rightarrow z = \operatorname{tg} 15^{\circ} \cdot 341$$

$$z = 91,37 \text{ mm} \approx 91,4 \text{ mm}$$

$$S_{\text{pl}3} = \frac{(341 \cdot 91,4)}{2} = 15\,583,7 \text{ mm}^2 \approx 0,0156 \text{ m}^2 \quad (4.7)$$



$$S_{\text{pl}2} = 682 \cdot 311 = 212\,102 \text{ mm}^2 \approx 0,212 \text{ m}^2 \quad (4.8)$$



$$S_{\text{pl}1} = 682 \cdot 119 = 81\,158 \text{ mm}^2 \approx 0,0812 \text{ m}^2 \quad (4.9)$$

Tab. 4.1 Srovnání ploch náplně pásového dopravníku

Druhy variant	Plocha náplně [m ²]
Bez náhrady	0,357
Náhrady č. 1	0,515
Náhrady č. 2	0,483

Ze srovnání ploch náplně pásového dopravníku (tab. 4.1) je zřejmé, že varianta náhrady náplně č. 1 je o 6% větší než varianta náhrady náplně č. 2. Protože válečky nejsou při provozu stále zatěžovány trvale maximálním zatížením, rozhodla jsem se provést zjednodušení a použít pro zatěžování variantu zatížení dle náhrady náplně č. 2, která je jednodušeji realizovatelná.

Tab. 4.2 Rozložení plochy náplně varianty náhrady č. 2

Varianta náhrady	Plocha náplně pásového dopravníku [m ²]	
	nad středním válečkem	nad krajním válečkem
č. 2	0,293	0,095

Z rozložení plochy náplně pásového dopravníku vyplývá, že střední váleček je namáhán přibližně 3krát víc než válečky krajní (tab. 4.2). Proto jsem prováděla další návrhy standu pouze s cílem testování tohoto středního válečku.

4.3 Výpočet zatížení válečku

Celkové zatížení nejvíc namáhaného středního válečku se skládá ze zatížení náplně a pásu pásového dopravníku zvětšené o hodnotu součinitele nárazu.

Zatížení od náplně pásového dopravníku

Pro návrh zatěžování předpokládám dopravu značně kusového materiálu. Jedná se o zeminu – hroudy dle [5], která má nejvyšší sypnou hmotnost z běžně dopravovaných materiálů $\rho_N = 1600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$G_N = m_N \cdot g \quad (4.10)$$

$$G_N = (\rho_N \cdot V_N) \cdot g$$

$$G_N = [1600 \cdot (S_N \cdot t)] \cdot 9,81$$

$$G_N = [1600 \cdot (0,293 \cdot 1)] \cdot 9,81 \Rightarrow G_N = 468,8 \cdot 9,81 = 4600 \text{ N}$$

$S_N = 0,293 \text{ [m}^2\text{]}$ - náhrada plochy náplně pásového dopravníku - varianta č. 2

$t = 1 \text{ [m]}$ - rozteč prážců firmy Transroll [33]

Zatížení od dopravníkového pásu

$$G_P = m_P \cdot g \quad (4.11)$$

$$G_P = (m_{lm} \cdot l_m) \cdot g$$

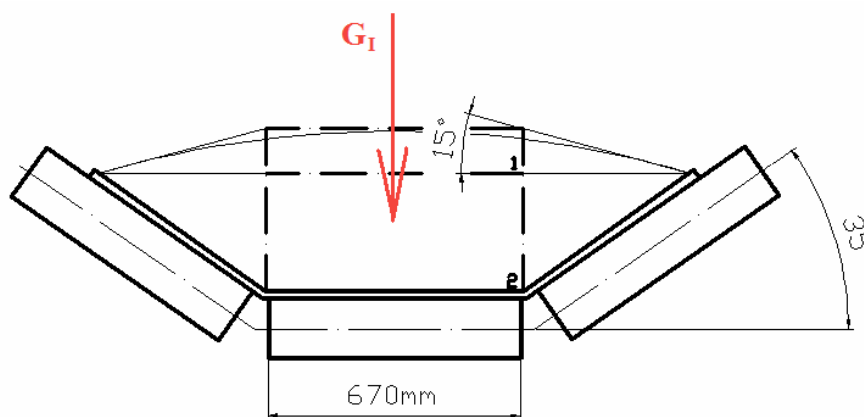
$$G_P = (30,8 \cdot 0,682) \cdot 9,81 \Rightarrow G_P = 21 \cdot 9,81 = 206 \text{ N}$$

$l_m = 0,682 \text{ [m]}$ - šířka dopravníkového pásu Matador tloušťky 20 mm

$m_{lm} = 30,8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-2}\text{]}$ - hmotnost 1m dopravníkového pásu Matador [24]

Výsledné zatížení

Výsledné zatížení válečku je dáno zatížením pásu a dopravovaného materiálu. Protože při dopravě značně kusového materiálu (zemina – hroudy) dochází k rázům, navyšují tyto zatížení dle [6] o součinitel nárazu $\psi = 2,5$.



Obr. 4.4 Výsledné zatížení středního válečku



$$G_I = G_I' \cdot \psi \quad (4.12)$$

$$G_I = (G_N + G_P) \cdot \psi$$

$$G_I = (4600 + 206) \cdot 2,5 \Rightarrow G_I = 4806 \cdot 2,5 = 12015 \text{ N}$$

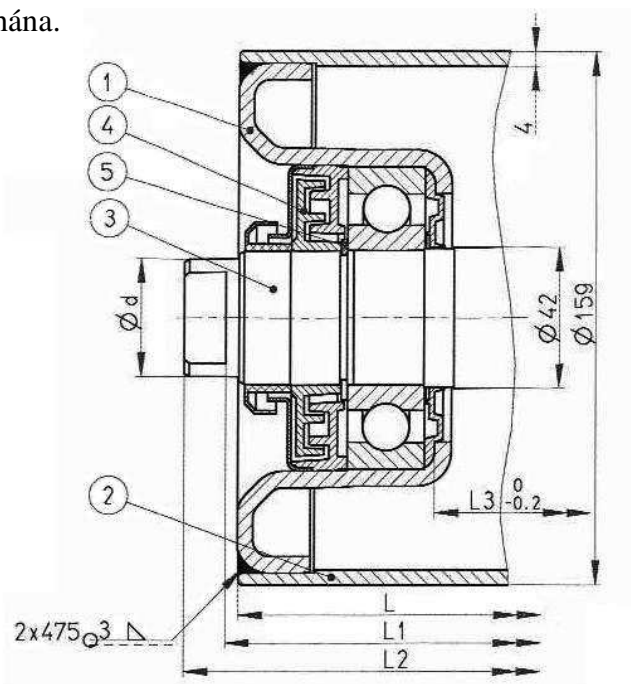
$$m_G = \frac{G_I}{g} \Rightarrow m_G = \frac{12015}{9,81} \quad (4.13)$$

$$m_G = 1224,77 \approx 1225 \text{ kg}$$

Při testování životnosti těžkého důlního dopravníkového válečku Ø 159 mm – 670 mm firmy Transroll předpokládám výsledné zatížení ve výši $G_I = 1225 \text{ kg}$.

5 Napět'ové parametry testovaného válečku

Na zadaném dopravníkovém válečku $\varnothing 159 \text{ mm} - 670 \text{ mm}$ jsem zjistila velikost a rozložení napětí. Na základě těchto parametrů se pak dá předpokládat, která místa na válečku budou nejvíc namáhána.

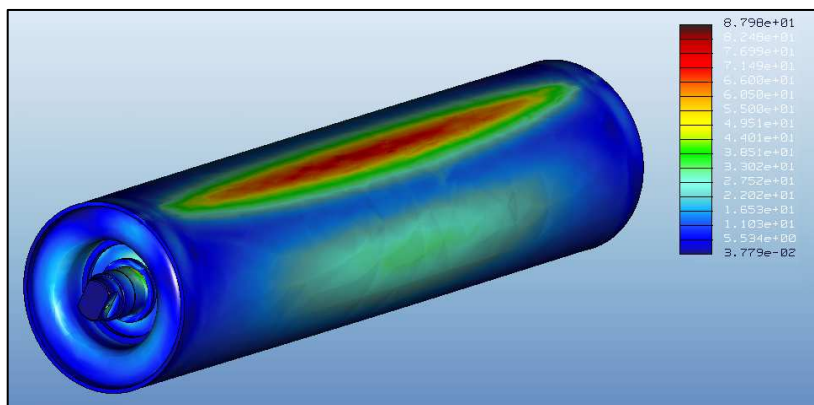


Obr. 5.1 Geometrie testovaného válečku $\varnothing 159 \text{ mm} - 670 \text{ mm}$ [19]

1 – čelo; 2 – plášť; 3 – hřídel; 4 – blok. těsnění; 5 – pojistný kroužek

5.1 Vlastní výpočet napětí válečku

Analýza proběhla pro váleček montovaný s vůlí (čelo válečku volně nasunuto do pláště válečku a následně zavařeno) při zatížení velikostí 1000 kg. Došlo k stanovení rozložení napětí válečku (obr. 5.2) a výpočtu potřebných hodnot v programu Pro/ENGINEER.



Obr. 5.2 Rozložení napětí válečku montovaného s vůlí

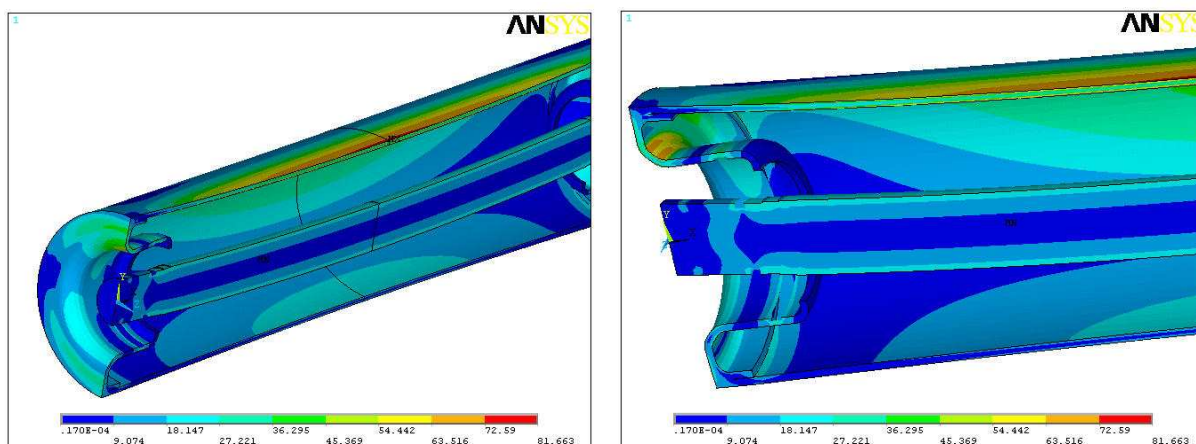
Z obr. 5.2 je zřejmé, že hodnota maximálního napětí válečku vypočtená z programu Pro/ENGINEER je cca 88 MPa. Této hodnoty je taktéž jako u převzatého výpočtu dosaženo ve střední části válečku v místě styku pláště válečku a pásu.

5.2 Převzatý výpočet napětí válečku

Ve zprávě „Analýza válečků pásového dopravníku“ pro firmu Transroll, a.s. v dubnu 2007 vypracoval Ing. Zdeněk Poruba, Ph.D. a Doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D. mimo jiné i analýzu válečku $\varnothing 159 \text{ mm} - 670 \text{ mm}$. Analýza proběhla pro váleček montovaný s vůlí při zatížení velikostí 1000 kg. Výpočet požadovaných hodnot byl proveden pomocí MKP (metody konečných prvků) v programu ANSYS. [19]

5.2.1 Váleček montovaný s vůlí

Z obr. 5.3 je zřejmé, že hodnota max. napětí dle hypotézy HMH je cca 82 MPa. Této hodnoty je dosaženo ve střední části válečku v místě styku pláště válečku a pásu. Hodnota napětí v čele válečku nepřesahuje hodnotu 70 MPa. [19]



Obr. 5.3 Rozložení napětí převzatého výpočtu pro váleček montovaný s vůlí [19]

Tab. 5.1 Srovnání hodnot maximálního napětí

Výpočet v programu	Hodnota maximálního napětí [MPa]
ANSYS	cca 82
Pro/ENGINEER	cca 88

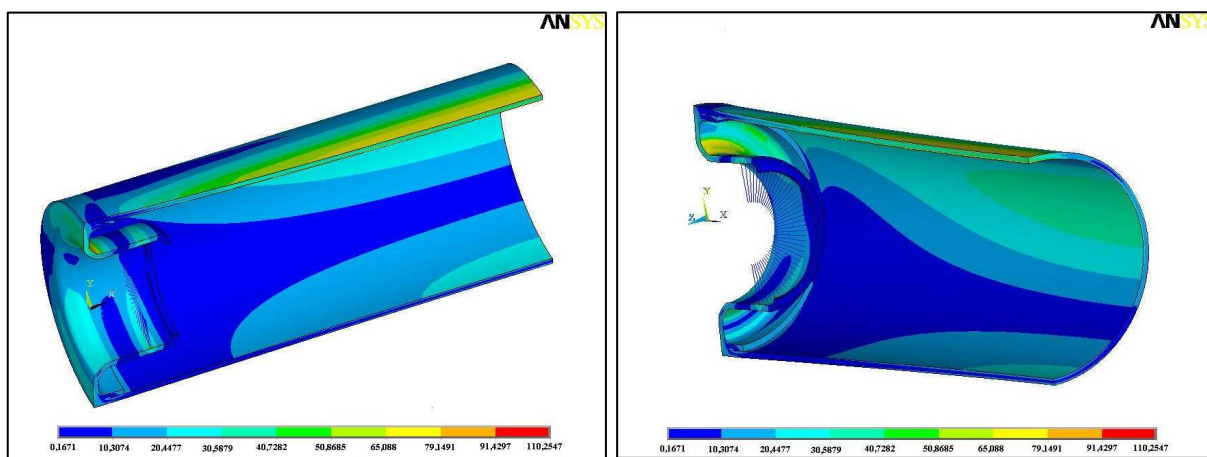
Ze srovnání mezi převzatým výpočtem napětí v programu ANSYS a výpočtem napětí v programu Pro/ENGINEER vyplývá rozdíl pouhých 6 MPa (Tab. 5.1). Tento rozdíl mohl vzniknout z důvodu použití jiného programu pro výpočet. Metodika převzatého výpočtu napětí válečku se tedy jeví jako správná a další postup výpočtu napětí bude prováděn podle této metodiky.

5.3 Výpočet napětí válečku pro testovací zatížení

Výpočtová analýza napětí proběhla pro váleček montovaný s vůlí při výsledném zatížení velikostí 1225 kg. Následně došlo k stanovení rozložení napětí dle hypotézy HMM. Výpočet potřebných hodnot byl proveden v programu ANSYS.

5.3.1 Váleček montovaný s vůlí

Z obr. 5.4 je zřejmé, že hodnota max. napětí dle hypotézy HMM je cca 100 MPa. Této hodnoty je dosaženo ve střední části válečku v místě styku pláště válečku a dopravníkového pásu. Hodnota napětí v čele válečku nepřesahuje hodnotu 90 MPa.



Obr. 5.4 Rozložení napětí pro testovaný váleček montovaný s vůlí

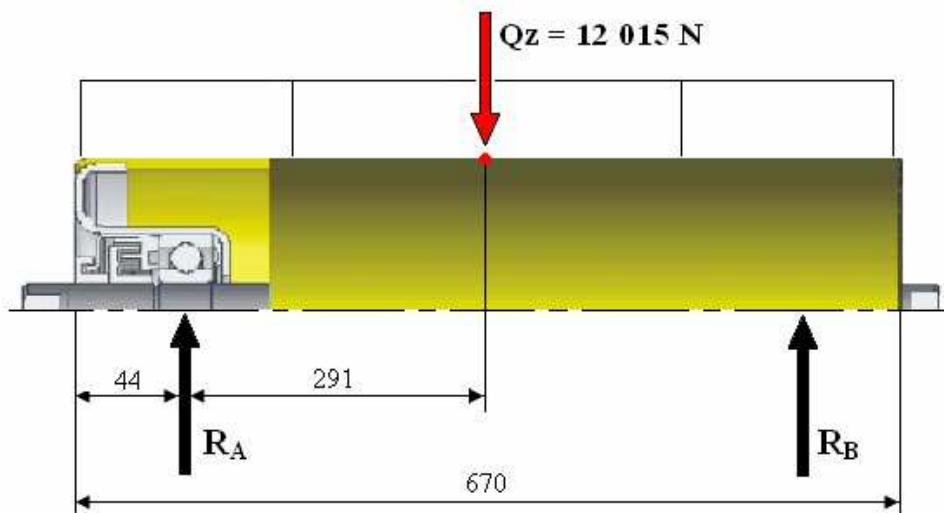
5.4 Únavový výpočet válečku montovaného s vůlí

Wöhlerova křivka (W-křivka) vyjadřuje základní únavové vlastnosti konkrétní součásti zkušebního vzorku nebo celé konstrukce. [11]

Pro vykreslení W-křivky jsem stanovila mez únavy hladkého vrubované součásti a exponent W-křivky, který je závislý na mezi kluzu a mezi únavy vrubované součásti.

5.4.1 Mez únavy pláště válečku

Plášť válečku je zhotoven z materiálu 11 373 s mezí kluzu $R_e = 220 \div 235$ MPa a mezí pevnosti $R_m = 360 \div 510$ MPa. Pro výpočet pláště válečku volím horní hranici $R_e = 235$ MPa a $R_m = 510$ MPa.



Obr. 5.5 Místo meze únavy pláště válečku

Mez únavy hladkého vzorku:

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m \Rightarrow \sigma_{CO} = 0,49 \cdot 510 \Rightarrow \sigma_{CO} = 249,9 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

Mez únavy vrubované součásti:

$$\sigma_{CO}^* = \sigma_{CO} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \Rightarrow \sigma_{CO}^* = 249,9 \cdot \frac{1 \cdot 0,89}{1} \Rightarrow \sigma_{CO}^* = 222,4 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

$\beta = 1[-]$ - součinitel vrubu podle Neubergera [11]

$\varepsilon_v = 1[-]$ - součinitel velikosti součásti [11]

$\eta_p = 0,89[-]$ - součinitel jakosti povrchu dle [11], obr. 3.20, str. 27

Ohybový moment:

$$M_{Opl} = R_A \cdot 291 - \left[\frac{Q_z \cdot (44 + 291)}{670} \cdot \frac{44 + 291}{2} \right] \quad (5.3)$$

$$M_{Opl} = 6007,5 \cdot 291 - \left[\frac{12015 \cdot 335}{670} \cdot \frac{335}{2} \right]$$

$$M_{Opl} = 741\,926,3 \text{ Nmm}$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{Opl} = \frac{\pi \cdot (D_{pl}^4 - d_{pl}^4)}{32 \cdot D} \Rightarrow W_{Opl} = \frac{\pi \cdot (159^4 - 151^4)}{32 \cdot 159} \quad (5.4)$$

$$W_{Opl} = 73\,626,97 \approx 73\,627 \text{ mm}^3$$

Střední napětí:

$$\sigma_m = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} \Rightarrow \sigma_m = \frac{741\,926,3}{73\,627} \quad (5.5)$$

$$\sigma_m = 10 \text{ MPa}$$

Váleček firmy Transroll je zatížen nesouměrně střídavým kmitem. Amplitudové napětí $\sigma_A = 100 \text{ MPa}$ je 10 krát větší než vypočtené střední napětí $\sigma_m = 10 \text{ MPa}$. V tomto případě se využívá následujícího zjednodušení. Únavový výpočet bude postupovat podle souměrně střídavého kmitu.

Pro stanovení exponentu W-křivky w je nutné určit poměr:

$$\frac{Re}{\sigma_{CO}^*} = \frac{235}{222,4} = 1,06 \Rightarrow w = 18 \quad (5.6)$$

Počet cyklů na mezi únavy lineární interpolací:

$$N_C = N_{CO} + (R_m - R_{mo}) \cdot \frac{N_{Cl} - N_{CO}}{R_{m1} - R_{mo}} \quad (5.7)$$

$$N_C = 2 \cdot 10^6 + (510 - 500) \cdot \frac{4 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^6}{600 - 500} \Rightarrow N_C = 2,2 \cdot 10^6$$

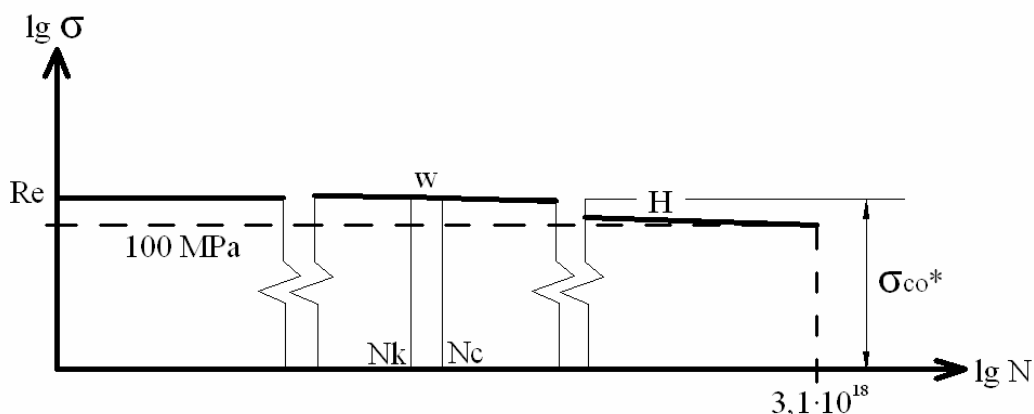
$N_{CO} = 2 \cdot 10^6 [-]$ - bazový počet cyklů pro materiál $R_{mo} = 500 \text{ MPa}$ dle [11], tab. 3.2, str. 16

$N_{Cl} = 4 \cdot 10^6 [-]$ - bazový počet cyklů pro materiál $R_{m1} = 600 \text{ MPa}$ dle [11], tab. 3.2, str. 16

Počet cyklů na mezi kluzu:

$$\sigma_{CO}^{*w} \cdot N_C = Re^w \cdot N_K \Rightarrow N_K = \left(\frac{\sigma_{CO}^*}{Re} \right)^w \cdot N_C \Rightarrow N_K = \left(\frac{222,4}{235} \right)^{18} \cdot 2,2 \cdot 10^6 \quad (5.8)$$

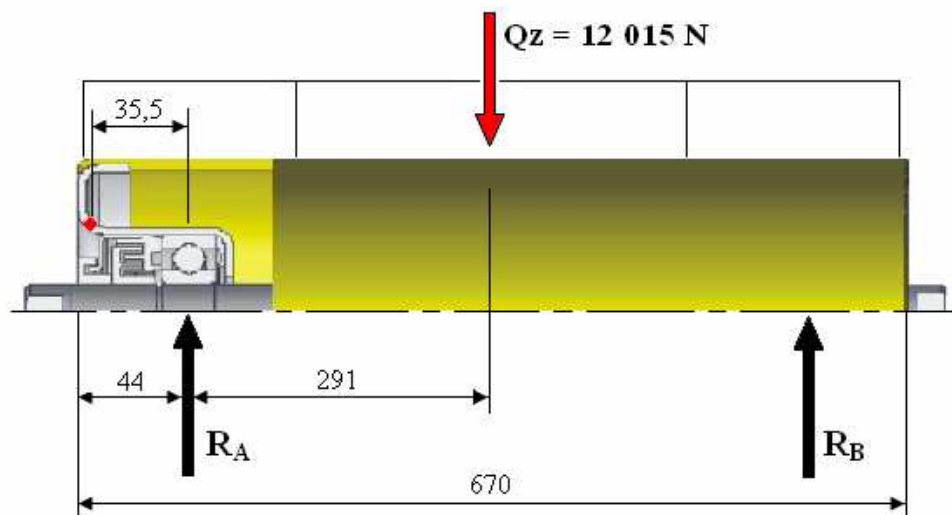
$$N_K = 8,2 \cdot 10^5$$



Obr. 5.6 Wöhlerova křivka – plášť válečku

5.4.2 Čelo válečku

Čelo válečku je zhotoveno z hlubokotažného plechu značky KOHAL 180 T1 s mezí kluzu $R_e = 180$ MPa a mezí pevnosti $R_m = 270 \div 330$ MPa. Pro výpočet čela válečku volím horní hranici $R_m = 330$ MPa.



Obr. 5.7 Místo meze únavy čela válečku

Mez únavy hladkého vzorku:

$$\sigma_{co} = 0,49 \cdot R_m \Rightarrow \sigma_{co} = 0,49 \cdot 330 \Rightarrow \sigma_{co} = 161,7 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Součinitel vrubu podle Neubergera:

$$\beta = 1 + \frac{\alpha_o - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} \Rightarrow \beta = 1 + \frac{1 - 1}{1 + \frac{0,6}{\sqrt{1}}} \Rightarrow \beta = 1 \quad (5.10)$$

$\sqrt{A} = 0,6 [\text{mm}^{-0,5}]$ - Neubergerova konstanta materiálu určená dle [11], obr. 3.14, str. 22

$\rho = 1 [\text{mm}]$ - poloměr vrubu [11]

$\alpha_o = 1 [-]$ - součinitel vrubu [11]

Mez únavy vrubované součásti:

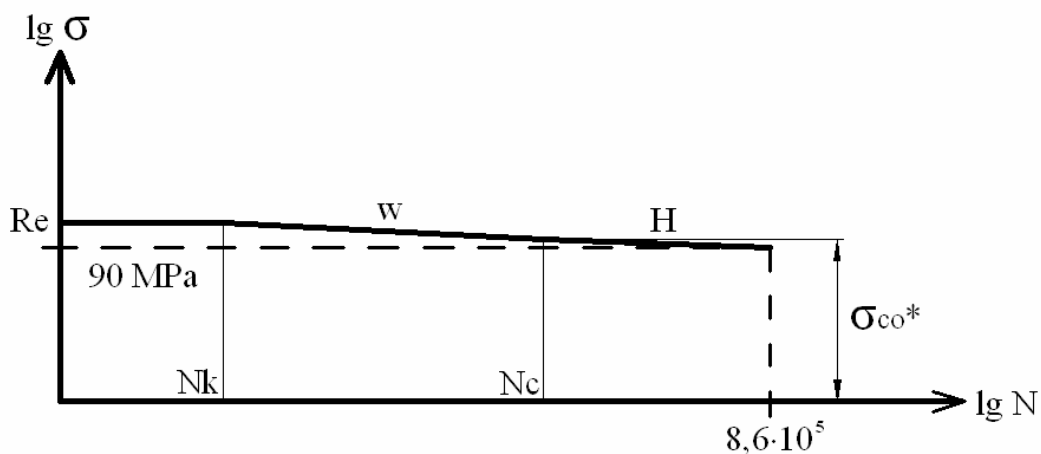
$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \Rightarrow \sigma_{co}^* = 161,7 \cdot \frac{0,73 \cdot 0,95}{1} \Rightarrow \sigma_{co}^* = 112,14 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

$\varepsilon_v = 0,73[-]$ - součinitel velikosti součásti dle [11], obr. 3.19, str. 26

$\eta_p = 0,95[-]$ - součinitel jakosti povrchu dle [11], obr. 3.20, str. 27

Tab. 5.2 Hodnoty pro zakreslení W-křivky

Ohybový moment	$M_{o\check{c}} = 647,8 \text{ Nmm}$
Modul průřezu v ohybu	$W_{o\check{c}} = 27\,255,5 \text{ mm}^3$
Střední napětí	$\sigma_m = 0,024 \text{ MPa}$
Amplitudové napětí	$\sigma_A = 90 \text{ MPa}$
Exponent W-křivky	$w = 10$
Počet cyklů na mezi únavy	$N_C = 1,32 \cdot 10^6$
Počet cyklů na mezi kluzu	$N_K = 1,16 \cdot 10^2$



Obr. 5.8 Wöhlerova křivka – čelo válečku

6 Zařízení pro testování dopravníkového válečku

Před návrhem testovacího zařízení je třeba si uvědomit, co všechno je zapotřebí testovat. Podle toho je pak testovací zařízení méně či více složitější. Jedná-li se pouze o testování válečku za klidu, použijeme statické testování válečku. Pokud ale chceme testovat váleček za pohybu, volíme dynamické testování válečku.

6.1 Statické testování válečků

Zařízení navržené pro statické testování zatěžuje váleček staticky v námi zvoleném časovém horizontu. Váleček se podrobuje simulaci reálného děje. Statickým testováním válečku se zjistí napětí a deformace v závislosti na velikosti zatížení. Takto zjištěné hodnoty je možné srovnat s hodnotami při výpočtu MKP (metody konečných prvků).

6.2 Dynamické testování válečků

Zařízení navržené pro dynamické testování zatěžuje váleček dynamicky v námi zvoleném časovém horizontu. Na rozdíl od statického testování je váleček v pohybu a kromě samotného zatížení na něj mohou působit ještě další okolní vlivy.

Druhy okolních vlivů působících na testovaný váleček:

- prašné prostředí
- kontakt s vodou
- nárazy aj.

Pokud je některý vliv pro testování válečku důležitý, je zapotřebí jej zahrnout do simulace a tím se co nejvíc přiblížit skutečnosti.

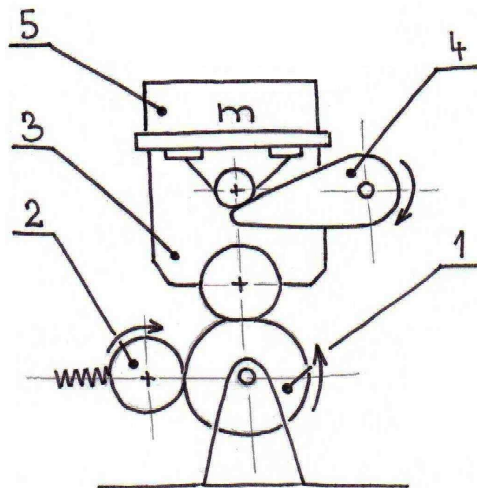
6.2.1 Varianty zatěžovacích standů

Varianty zatěžovacích standů se dají rozdělit do dvou skupin podle okolních vlivů. Tyto vlivy buď na standy působí a je třeba s nimi počítat při konstrukci nebo nejsou v prvotní fázi testování důležité a tudíž se s nimi při konstrukci standu nepočítá.

Zatěžovací standy s působícími okolními vlivy

U variant zatěžovacích standů s působícími okolními vlivy je třeba kromě způsobu zatěžování vymyslet i způsob kontaktu těchto vlivů s testovaným válečkem. Muže se jednat

např. o rozprašovací zařízení pro simulaci prашného prostředí nebo rozstřikovací zařízení pro simulaci kontaktu s vodou. Způsobení nárazu může být provedeno např. za pomoci vačky (obr. 6.1) nebo za pomoci hydraulického popř. pneumatického systému.



Obr. 6.1 Varianta zatěžovacího standu s působícími okolními vlivy – nárazy

1 – testovaný váleček; 2 – pohánecí váleček; 3 – zatěžovací vozík;
4 – zvedací páka; 5 – přídavné zatížení

Na obr. 6.1 je testovaný váleček č. 1 upevněn k rámu a rozpohybován válečkem č. 2, který je poháněn el. motorem a přitlačen pomoci pružin. Zatížení testovaného válečku je prováděno zatěžovacím vozíkem č. 3. Podle potřebné velikosti zatížení je možno na vozík položit doplňující závaží č. 5. Aby bylo možno působit nárazově, je k sestavě připojena i zvedací páka č. 4, která může být poháněna např. hydraulikou.

Zatěžovací standy bez působících okolních vlivů

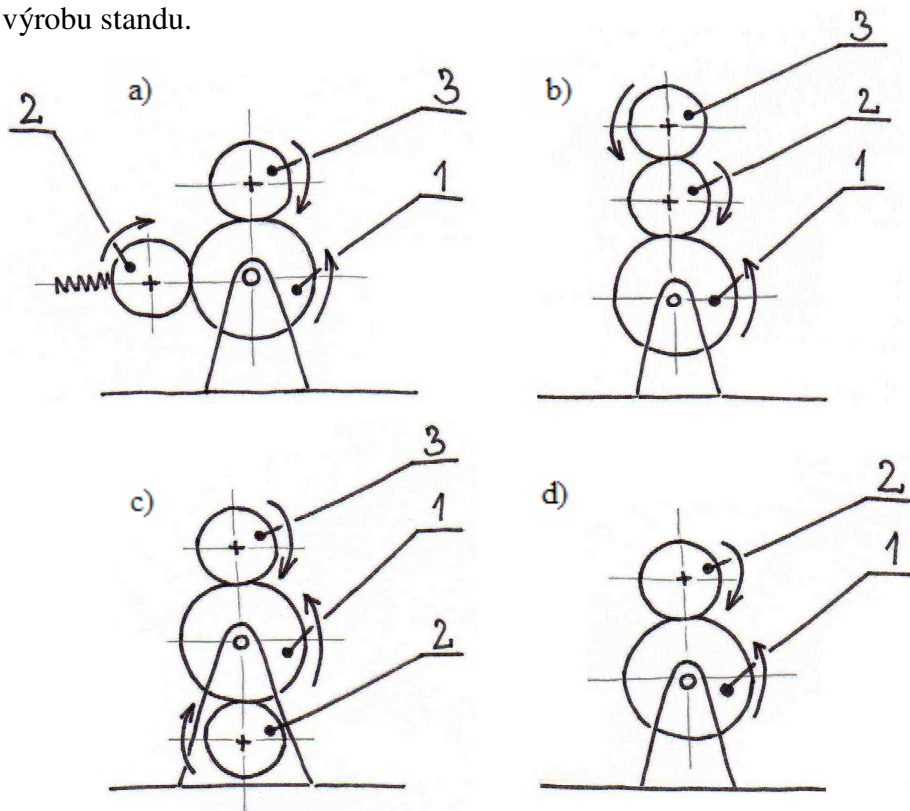
V této etapě vývoje zatěžovacího standu bylo po dohodě se zadavatelem rozhodnuto realizovat stand, který bude zatěžovat váleček konstantní zatížením bez působících jiných vlivů.

Na obr. 6.2 varianta a) je testovaný váleček č. 1 upevněn k rámu a rozpohybován válečkem č. 2, který je poháněn el. motorem a přitlačen pomoci pružin. Zatížení testovaného válečku je prováděno za pomoci zatěžovacího válečku č. 3. Podle potřebné velikosti zatížení, je možno zatěžující váleček ještě konstrukčně upravit. Tato varianta je výhodná z hlediska připojovacích rozměrů el. motoru, nemusí se pohánět např. přes řemenový převod. Nevýhoda spočívá v přitlačných pružinách, které vnášejí do celého standu neznámé vnější síly.

Na obr. 6.2 varianta b) je testovaný váleček č. 1 upevněn k rámu a rozpohybován válečkem č. 2, který je poháněn el. motorem. Zatížení testovaného válečku je opět prováděno za pomoci zatěžovacího válečku č. 3, který je možno podle velikosti zatížení ještě konstrukčně upravit. V tomto případě není potřeba přítlačných pružin a tudíž je tato varianta výhodnější než varianta a).

Na obr. 6.2 varianta c) je testovaný váleček č. 1 upevněn k rámu a rozpohybován válečkem č. 2, který je poháněn el. motorem. Tato varianta je velice podobná variantě b). Zatížení testovaného válečku je opět prováděno za pomoci zatěžovacího válečku č. 3, který je možno podle velikosti zatížení ještě konstrukčně upravit. Hnací váleček je umístěn pod testovaným. Nevýhodou je, že se váleček nebude chovat stejně jako při zatěžování pásem s dopravovaným materiálem. Tato varianta tedy není vhodná pro simulaci zatěžování.

Na obr. 6.2 varianta d) je testovaný váleček č. 1 upevněn k rámu a rozpohybován válečkem č. 2, který je poháněn el. motorem. Tato varianta se ze všech variant jeví jako nejjednodušší. Zatížení testovaného válečku je prováděno totožným válečkem č. 2, který je možno jako v předchozích variantách konstrukčně upravit. Výhodou je využití menšího počtu částí pro výrobu standu.

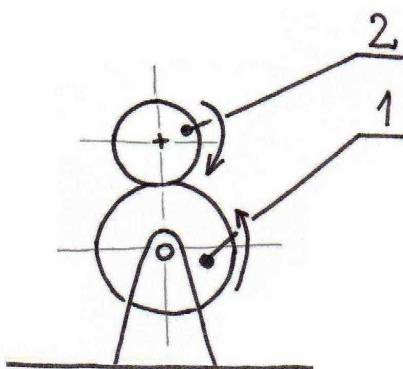


Obr. 6.2 Varianty zatěžovacích standů bez působících okolních vlivů

1 – testovaný váleček; 2 – poháněcí váleček; 3 – zatěžovací váleček

7 Návrh a kontrola zvoleného zatěžovacího standu

Provede se kontrolní výpočet zatěžovacího standu, který je určen k zatěžování dopravníkového válečku $\varnothing 159 - 670$ mm. S ohledem na kompatibilitu bude zatěžovací stand upraven pro válečky $\varnothing 133$ mm, $\varnothing 159$ mm a $\varnothing 194$ mm používaných délek s dopravní rychlostí $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Na zatěžovací stand nepůsobí žádné okolní vlivy. Z možných variant zatěžovacích standů bez působících okolních vlivů volím variantu d) (obr. 7.1), která zatěžuje váleček způsobem blízkým skutečnému zatěžování pásem a dopravovaným materiálem.



Obr. 7.1 Zatěžovací stand – varianta d)

Tab. 7.1 Návrhové hodnoty zatěžovacího standu

velikost zatížení	dopravní rychlost	min. \varnothing hřídele válečku č.1
$m_G = 1225 \text{ [kg]}$	$v_d = 5 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$	$d_{\min} = 35 \text{ [mm]}$

7.1 Návrh a kontrola převodovky s el. motorem

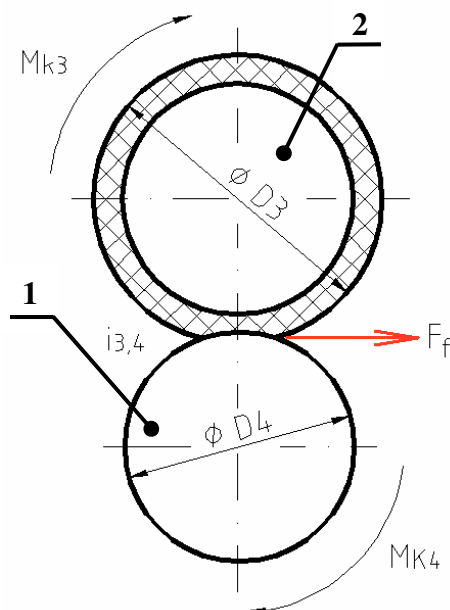
Princip zatěžovacího standu je uveden na obr. 7.2. Testovaný váleček č.1 je zatěžován i poháněn válečkem č. 2, který je pokryt vrstvou pryže.

Potřebný krouticí moment je závislý na valivém odporu těchto dvou válečků. Pro výpočet předpokládaného odporu jsem vycházela z [9].

Otáčky testovaného válečku

$$n_4 = \frac{v_4 \cdot 60}{\pi \cdot D_4} \Rightarrow n_4 = \frac{5 \cdot 60}{\pi \cdot 0,159} \quad (7.1)$$

$$n_4 = 600,6 \approx 601 \text{ min}^{-1}$$



Obr. 7.2 Schéma třecího převodu

Převodový poměr třecího převodu

$$i_{3,4} = \frac{D_4}{D_3} \Rightarrow i_{3,4} = \frac{0,159}{0,200} \quad (7.2)$$

$$i_{3,4} = 0,795$$

Otáčky zatěžovacího válečku

$$n_3 = n_4 \cdot \frac{D_4}{D_3} \Rightarrow n_3 = 601 \cdot \frac{0,159}{0,200} \quad (7.3)$$

$$n_3 = 478 \text{ min}^{-1}$$

Síly odporu valení

$$F_f = g \cdot m_G \cdot f_f \Rightarrow F_f = 9,81 \cdot 1225 \cdot 0,04 \quad (7.4)$$

$$F_f = 480 \text{ N}$$

$m_G = 1225 \text{ [kg]}$ - velikost zatížení testovaného válečku viz tab. 7.1

$f_f = 0,02 \div 0,05 \text{ [-]}$ - součinitel odporu valení, volím $f_f = 0,04 \text{ [9]}$

Moment od síly odporu valení

$$M_{kf} = F_f \cdot \frac{D_3}{2} \Rightarrow M_{kf} = 480 \cdot \frac{0,200}{2} \quad (7.5)$$

$$M_{kf} = 48 \text{ Nm}$$

7.1.1 Volba převodovky a el. motoru

Při volbě převodovky je třeba dbát na to, aby konečná rychlost testovaného válečku v_4 nepřesáhla požadovanou hodnotu $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Byla zvolena jednostupňová čelní axiální převodovka řady RCV 281 a k ní trojfázový asynchronní el. motor typu ACA 112M4.

Čelní axiální převodovka RCV 281

Jednostupňové čelní axiální převodovky jsou určeny pro použití v jednoduchých i náročných provozech. Skříně velikostí 141 – 162 jsou vyrobeny z hliníkové slitiny metodou

tlakového hliníku a nemají povrchovou úpravu. Ostatní velikosti jsou vyrobeny z vysoce odolné litiny s povrchovou úpravou. Oblý tvar skříně dává převodovkám odolnost a pevnost a umožňuje jejich montáž ve všech montážních polohách. Převodovky jsou v provedení patkovém, přírubovém i patkopřírubovém s řadou volitelných průměrů hřídelí. [26]



Obr. 7.3 Převodovka RCV 281 [26]

Tab. 7.2 Hodnoty převodovky RCV 281 [26]

$n_{1\text{ př}} [\text{min}^{-1}]$	$n_{2\text{ př}} [\text{min}^{-1}]$	$Mk_{2\text{ př}} [\text{Nm}]$	$P_{1\text{ př}} [\text{kW}]$	$i_{\text{př}} [-]$
1400	495	76	4	2,83

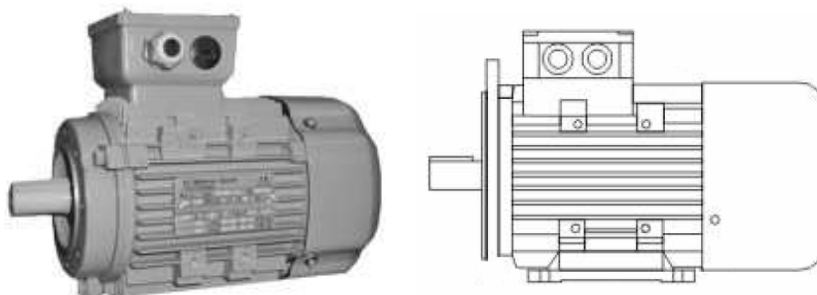
Vstupní krouticí moment převodovky

$$Mk_{1\text{ př}} = \frac{P_{1\text{ př}} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{1\text{ př}}} \Rightarrow Mk_{1\text{ př}} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1400} \quad (7.6)$$

$$Mk_{1\text{ př}} = 27,28 \text{ Nm}$$

Trojfázový asynchronní el. motor ACA 112M4

Trojfázové asynchronní motory jsou určeny k pohonu průmyslových zařízení. Lze je používat pro prostředí mírného klimatu, ve zvláštních provedeních i v jiných klimatických podmínkách. [27]



Obr. 7.4 El. motor ACA 112M4 [27]

7.2 Návrh a kontrola řemenového převodu

Hlavní částí řemenového převodu je řemen a řemenice. Stanoví se velikost klasického průřezu řemene (klínový). Navrhnu se průměry řemenic D_1 , D_2 , osová vzdálenost a vypočte se délka řemene. Nakonec dojde k stanovení potřebného počtu řemenů. [18]

Podle příručky [18] byly vypočteny počáteční hodnoty (tab. 7.3). Postup výpočtu počátečních hodnot je uveden v příloze č. 1.

Tab. 7.3 Počáteční hodnoty pro výpočet řemenového převodu [18]

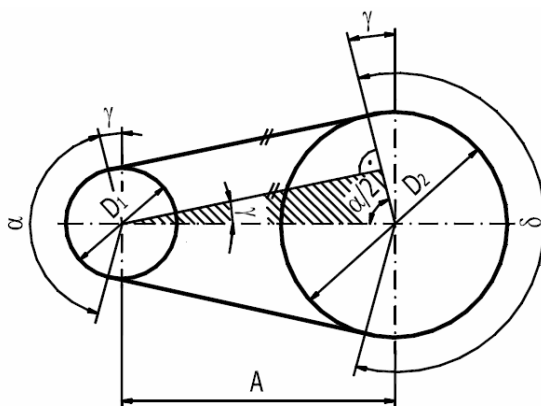
řemen	D_1 [mm]	D_2 [mm]	i [-]	$i_{SK} = i_{1,2}$ [-]	v_1 [m·s ⁻¹]	A [mm]
B	125	125	1	1,01	3,13	250

7.2.1 Určení délky řemene

Nejprve se stanovil úhel opásání hnací řemenice α a doplňkový úhel γ . Pak došlo k samotnému výpočtu délky řemene L_p . Výpočtové délky řemene jsou normalizovány, proto dojde k úpravě délky na nejbližší délku normalizovanou L_p . [18]

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_2 - D_1}{A}\right) \Rightarrow \alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{125 - 125}{250}\right) \Rightarrow \alpha = 180^\circ \quad (7.7)$$

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} \Rightarrow \gamma = 90 - \frac{180}{2} \Rightarrow \gamma = 0^\circ \quad (7.8)$$



Obr. 7.5 Úhel opásání hnací řemenice a doplňkový úhel [18]

$$L_{p'} = 2 \cdot A \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2} + \frac{\pi \cdot \gamma \cdot (D_2 - D_1)}{180} \quad (7.9)$$

$$L_{p'} = 2 \cdot 250 \cdot \sin\left(\frac{180}{2}\right) + \frac{\pi \cdot (125 + 125)}{2} + \frac{\pi \cdot 0 \cdot (125 - 125)}{180}$$

$$L_{p'} = 892,7 \text{ mm}$$

Tab. 7.4 Normalizované délky klínového řemene [18]

Průřez řemene	Výpočtové délky L_p [mm] klínového řemene
B	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300

Volím normalizovanou délku řemene $L_p = 900 \text{ mm}$.

7.2.2 Skutečná osová vzdálenost

Pro konstrukční návrh je třeba znát skutečnou osovou vzdálenost A_{SK} , která odpovídá normalizované délce řemene L_p . [18]

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (7.10)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 900 - \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 125) - \frac{\pi \cdot 0}{180} \cdot (125 - 125)}{2 \sin\left(\frac{180}{2}\right)} \Rightarrow A_{SK} = 272,6 \text{ mm}$$

7.2.3 Stanovení potřebného počtu řemenů

Určí se skutečný výkon N_p přenášený 1 řemenem v provozních podmínkách. Tento výkon se potom dosadí do vztahu (7.12) a stanoví se potřebný počet řemenů.

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_a \cdot C_L}{C_p} \Rightarrow N_p = 1,35 \cdot \frac{1 \cdot 1}{0,82} \quad (7.11)$$

$$N_p = 1,65 \text{ kW}$$

$C_a = 1$ [–] - součinitel úhlu opásání [8]

$C_L = 1$ [–] - součinitel vlivu délky řemene [8]

$C_p = 0,82 [-]$ - součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu [8]

$N_o = 1,35 [kW]$ - jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem [8]

Tab. 7.5 Součinitel přihlížející k počtu řemenů v převodu [18]

Počet řemenů v převodu	$C_k [-]$
1	1,00
2 až 3	0,95
4 až 6	0,90
7 a více	0,85

$$K = \frac{P_{lpr}}{N_p \cdot C_k} \Rightarrow K = \frac{4}{1,65 \cdot 0,95} \quad (7.12)$$

$$K = 2,5$$

$C_k = 0,95 [-]$ - součinitel počtu řemenů v převodu

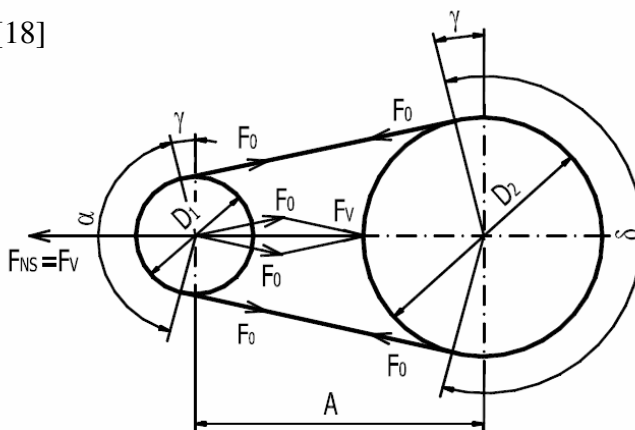
$P_{lpr} = 4 [kW]$ - výkon daný převodovkou RCV 281 viz. tab. 7.2

Pro přenos požadovaného výkonu volím podle výpočtu (7.12) dva řemeny.

7.2.4 Výpočet předpětí

Předpětí je důležité pro bezporuchovou a správnou funkci řemenového převodu a dosažení co nejdelší životnosti řemene. Je podmínkou pro vznik vláknového tření, které vzniká za provozu na opásáních mezi řemenem a řemenicemi a přenáší obvodovou sílu přenášeného výkonu z hnací řemenice na řemen a z řemene na hnanou řemenici.

Předpětí - sílu F_0 , která působí stejnou velikostí v obou větvích řemenu, vyvozujeme za klidu při montáži napnutím řemene napínací silou F_{NS} , která je rovna výslednici F_v předepjatých sil F_0 . [18]



Obr. 7.6 Znázornění předpětí, napínací síly a výsledné síly [18]

**Přenášená obvodová síla**

$$F = \frac{2 \cdot M_{k_{2př}}}{D_1} \Rightarrow F = \frac{2 \cdot 76}{0,125} \quad (7.13)$$

$$F = 1\,216 \text{ N}$$

Součinitel vláknového tření:

$$f_v = f_o + 0,012 \cdot v_1 \Rightarrow f_v = 0,35 + 0,012 \cdot 3,13 \quad (7.14)$$

$$f_o = 0,39$$

$f_o = 0,35$ [–] - součinitel suchého smyk. tření pro pryžový řemen a ocelovou řemenici [18]

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f_v}{\sin \frac{\alpha}{2}} \Rightarrow f_k = \frac{0,39}{\sin \frac{180}{2}} \quad (7.15)$$

$$f_k = 0,39$$

Úhel opásání hnací řemenice v radiánech :

$$\hat{\alpha} = \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \Rightarrow \hat{\alpha} = \frac{180 \cdot \pi}{180} \quad (7.16)$$

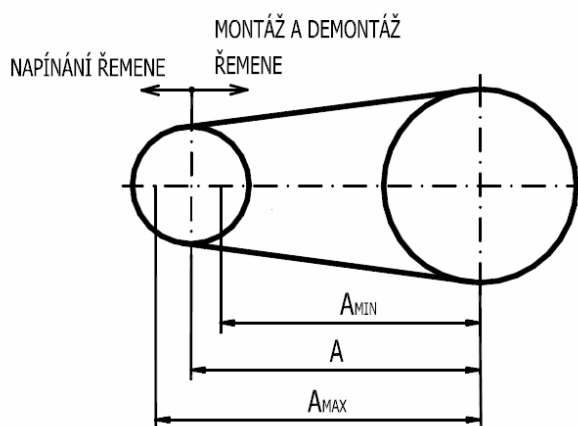
$$\hat{\alpha} = 3,14 \text{ rad}$$

$$F_o = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} - 1} \Rightarrow F_o = 1,6 \cdot \frac{1\,216}{2} \cdot \frac{e^{0,39 \cdot 3,14} + 1}{e^{0,39 \cdot 3,14} - 1} \quad (7.17)$$

$$F_o = 1\,782,5 \text{ N}$$

$k = 1,3 \div 1,6$ [–] - bezpečnost proti prokluzu řemene, volím $k = 1,6$ [18]

Z důvodu nutného napnutí řemene k dosažení potřebného předpětí F_o a snadné montáže a demontáže řemene musí dojít ke konstrukčnímu zajištění osové vzdálenosti, aby byla měnitelná. [18]



Obr. 7.7 Napínání, montáž a demontáž řemene [18]

$$A_{\text{MIN}} = A_{\text{SK}} - 0,015 \cdot L_p \Rightarrow A_{\text{MIN}} = 272,6 - 0,015 \cdot 900 \quad (7.18)$$

$$A_{\text{MIN}} = 259,1 \text{ mm} \Rightarrow \text{pro nasazení řemene}$$

$$A_{\text{MAX}} = A_{\text{SK}} + 0,030 \cdot L_p \Rightarrow A_{\text{MAX}} = 272,6 + 0,030 \cdot 900 \quad (7.19)$$

$$A_{\text{MAX}} = 299,6 \text{ mm} \Rightarrow \text{pro další napínání řemene za provozu}$$

7.2.5 Výpočet napínací síly

Napínací síla je síla, kterou musí napínák vyvodit k napnutí řemenů. K výpočtu napínací síly je zapotřebí znát základní tahy ve větvích.

Základní tahy ve větvích F_1 a F_2 :

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f_K \cdot \bar{a}}}{e^{f_K \cdot \bar{a}} - 1} \Rightarrow F_1 = 1\,216 \cdot \frac{e^{0,39 \cdot 3,14}}{e^{0,39 \cdot 3,14} - 1} \Rightarrow F_1 = 1\,722 \text{ N} \quad (7.20)$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f_K \cdot \bar{a}} - 1} \Rightarrow F_2 = 1\,216 \cdot \frac{1}{e^{0,39 \cdot 3,14} - 1} \Rightarrow F_2 = 506 \text{ N} \quad (7.21)$$

$$F_V = F_{\text{NS}} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\gamma} \quad (7.22)$$

$$F_V = F_{\text{NS}} = \sqrt{1\,722^2 + 506^2 + 2 \cdot 1\,722 \cdot 506 \cdot \cos 2 \cdot 0}$$

$$F_V = F_{\text{NS}} = 2\,228 \text{ N}$$

Napínací síla, kterou musí napínák vyvodit k napnutí řemenů je 2 228 N.

7.2.6 Návrh malé klínové řemenice

Malá řemenice se navrhuje jako plný kotouč. Vyrábí se soustružením z konstrukční oceli (11 375, 11 500), odlitím ze šedé nebo častěji hliníkové slitiny (42 4357). Povrch řemenic se chrání, např. černým fosfátováním. Klínová řemenice musí mít předepsaný tvar a rozměry drážky, aby byla zaručena správná poloha řemene. Řemen dosedá celým bokem na drážku, nesmí vyčnívat z drážky ani dosedat na dno drážky. [18]

Průměr vrtání řemenice

Průměr vrtání řemenice navrhuji podle připojovacích rozměrů převodovky RCV 141, kde je $d_{pr} = 30 \text{ mm}$.

$$d_f \geq \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} \Rightarrow d_f \geq \sqrt[3]{\frac{76 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 25}} \quad (7.23)$$

$$d_f \geq 25,9 \text{ mm} \Rightarrow d_{pr} = 30 \text{ mm} \geq d_f = 25,9 \text{ mm}$$

$$\tau_D = 15 \div 25 \text{ [MPa]} - \text{dovolené napětí v krutu, volím } \tau_D = 25 \text{ MPa [18]}$$

Průměr čepu hřídele převodovky vyhovuje.

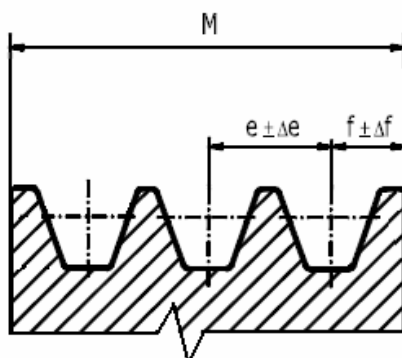
Šířka věnce řemenice

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f \Rightarrow M = (2 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 \quad (7.24)$$

$$M = 44 \text{ mm}$$

$$e = 19 \text{ [mm]} - \text{vzdálenost mezi osami drážek [8]}$$

$$f = 12,5 \text{ [mm]} - \text{vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice [8]}$$



Obr. 7.8 Šířka věnce řemenice

Výpočet délky těsného, hřídelového pera

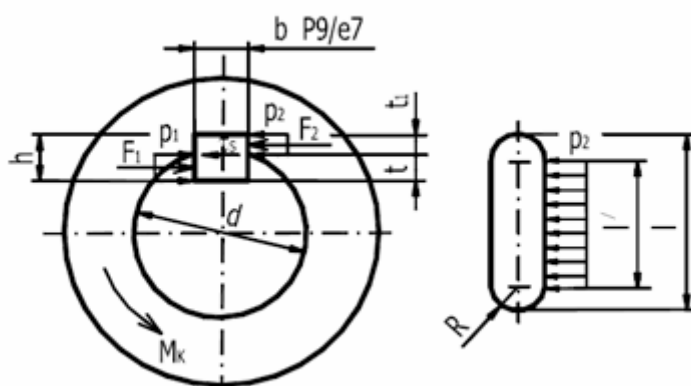
Rozměr těsného pera převodovky RCV 281 dle ČSN 02 2562 - PERO 8e7 x 7 x 50

$$l_p = l' + b_p \quad (7.25)$$

$$l' = l_p - b_p \Rightarrow l' = 50 - 8 \Rightarrow l' = 42 \text{ mm}$$

$b_p = 8 \text{ [mm]}$ - šířka pera stanovená podle převodovky [26]

$l_p = 50 \text{ [mm]}$ - délka pera stanovená podle převodovky [26]



Obr. 7.9 Rozložení sil působící na pero [18]

Síla působící na bok pera v oblasti náboje

$$F_{2P} = \frac{Mk_{2př}}{\frac{d_{př}}{2} \cdot \frac{t_1}{2}} \Rightarrow F_{2P} = \frac{76 \cdot 10^3}{\frac{30}{2} \cdot \frac{2,9}{2}} \quad (7.26)$$

$$F_{2P} = 3\,494 \text{ N}$$

$t_1 = 2,9 \text{ [mm]}$ - hloubka drážky v náboji pera 8e7 x 7 x 50 [8]

Tlak pro pero těsné a ocelovou řemenici

$$p_2 = \frac{F_{2P}}{l' \cdot t_1} \Rightarrow p_2 = \frac{3\,494}{42 \cdot 2,9} \quad (7.27)$$

$$p_2 = 28,7 \text{ MPa} \Rightarrow p_2 = 28,7 \text{ MPa} \leq p_{D2} = 120 \text{ MPa}$$

$p_{D2} = 100 \div 150 \text{ [MPa]}$ - dovolený tlak na pero a ocel. řemenici, volím $p_{D2} = 120 \text{ MPa}$ [18]

Dovolený tlak vychází mnohem větší než tlak mezi těsným perem a ocelovou řemenicí. Pero vyhovuje.

7.3 Přepočet krouticích momentů z převodovky k třecímu převodu

Po návrhu řemenového převodu se přepočtou krouticí momenty z převodovky k třecímu převodu. Započtou se veškeré účinnosti, které v soustavě působí.

Vstupní krouticí moment řemenového převodu

$$Mk_{1ř} = Mk_{2př} \Rightarrow Mk_{1ř} = 76 \text{ Nm} \quad (7.28)$$

Výstupního krouticí moment řemenového převodu

$$Mk_{2ř} = Mk_{1ř} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_{1,2} \Rightarrow Mk_{2ř} = 76 \cdot 1,01 \cdot 0,96 \quad (7.29)$$

$$Mk_{2ř} = 73,68 \text{ Nm}$$

$$\eta_{1,2} = 0,94 \div 0,97 \text{ [-]} - \text{účinnost řemenového převodu, volím } \eta_{1,2} = 0,96 \text{ [25]}$$

Vstupní krouticí moment třecího převodu

$$Mk_3 = Mk_{2ř} \Rightarrow Mk_3 = 73,68 \text{ Nm} \geq Mk_f = 48 \text{ Nm} \quad (7.30)$$

Krouticí moment od síly odporu valení Mk_f musí být menší než krouticí moment vystupující z řemenového převodu $Mk_{2ř}$, aby došlo k roztočení testovaného válečku.

Výstupní krouticí moment třecího převodu

$$Mk_4 = Mk_3 \cdot i_{3,4} \cdot \eta_{3,4} \cdot \eta_L \Rightarrow Mk_4 = 73,68 \cdot 0,795 \cdot 0,95 \cdot 0,999 \quad (7.31)$$

$$Mk_4 = 55,6 \text{ Nm}$$

$$\eta_{3,4} = 0,90 \div 0,98 \text{ [-]} - \text{účinnost třecího převodu, volím } \eta_{3,4} = 0,95 \text{ [25]}$$

$$\eta_L = 0,999 \text{ [-]} - \text{účinnost ložisek [29]}$$

7.4 Kontrola hřídele zatěžovacího válečku

Průměr hřídele d se předběžně navrhuje obvykle jen z dovoleného namáhání na krut, popř. z dovoleného úhlu zkroucení, přičemž se předpokládá, že průměr d není zeslabený. [2]

Výpočet základního průměru hřídele

$$d \geq 120 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_{2z}}{n_{2z}}} \Rightarrow d \geq 120 \cdot \sqrt[4]{\frac{3,84}{478}} \quad (7.32)$$

$$d \geq 35,9 \text{ mm} \Rightarrow d = 35,9 \text{ mm} \leq d_{\min} = 48,8 \text{ mm}$$

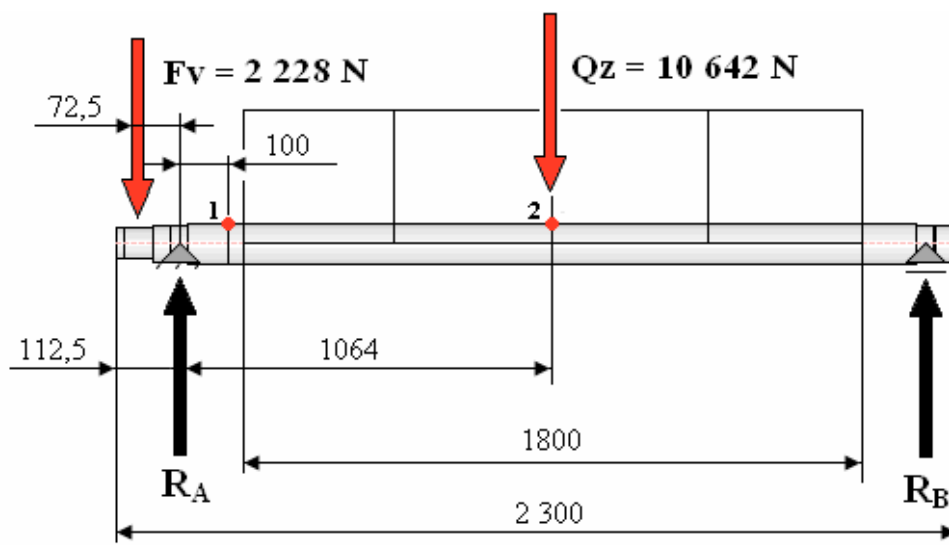
$P_{2z} = 3,84 \text{ [kW]}$ - přenášený výkon pro hřídel zatěžujícího válečku

$n_{2z} = 478 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ - otáčky hřídele zatěžujícího válečku viz. (7.3)

Nejmenší průměr hřídele zatěžovacího válečku d_{\min} je větší než vypočtený základní průměr d . Hřídel válečku splňuje požadavek velikosti průměru.

7.4.1 Stanovení bezpečnosti hřídele

Pro výpočet je vhodné přejít do dvou rovinných případů. Sestrojí se 2D výpočtový model hřídele.



Obr. 7.10 Reakce a kritická místa hřídele zatěžovacího válečku

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_V + Q_Z - R_B - R_A = 0 \quad (7.33)$$

$$R_A = F_V + Q_Z - R_B \Rightarrow R_A = 2228 + 10642 - 5245$$

$$R_A = 7625 \text{ N}$$



$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -F_V \cdot 72,5 + Q_Z \cdot 1014,5 - R_B \cdot (2 \cdot 1014,5) = 0 \quad (7.34)$$

$$R_B = \frac{-F_V \cdot 72,5 + Q_Z \cdot 1064}{2 \cdot 1064} \Rightarrow R_B = \frac{-2\,228 \cdot 72,5 + 10\,642 \cdot 1064}{2 \cdot 1064}$$

$$R_B = 5\,245 \text{ N}$$

Statická kontrola hřídele

Před dynamickou kontrolou hřídele provedeme statickou kontrolu. Na hřídeli vytipujeme kritická místa a určíme jejich statické bezpečnosti. Tam kde bude statická bezpečnost nejmenší, provedeme dynamickou kontrolu.

Kritické místo č. 1 – Ø 67 mm

Ohybový moment:

$$M_{O1} = R_A \cdot 100 - F_V \cdot (72,5 + 100) \Rightarrow M_{O1} = 7\,625 \cdot 100 - 2\,228 \cdot 172,5 \quad (7.35)$$

$$M_{O1} = 378\,170 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{O1} = \frac{32 \cdot M_{O1}}{\pi \cdot (67)^3} \Rightarrow \sigma_{O1} = \frac{32 \cdot 378\,170}{\pi \cdot (67)^3} \quad (7.36)$$

$$\sigma_{O1} = 12,8 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu:

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot (67)^3} \Rightarrow \tau_1 = \frac{16 \cdot 73,68 \cdot 10^3}{\pi \cdot (67)^3} \quad (7.37)$$

$$\tau_1 = 1,25 \text{ MPa}$$

Redukované napětí dle HMM:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{(\sigma_{O1} \cdot \alpha_{\sigma1})^2 + 3 \cdot (\tau_1 \cdot \alpha_{\tau1})^2} \Rightarrow \sigma_{red1} = \sqrt{(12,8 \cdot 2,2)^2 + 3 \cdot (1,25 \cdot 1,8)^2} \quad (7.38)$$

$$\sigma_{red1} = 28,4 \text{ MPa}$$

$$\alpha_{\sigma1} = 1,2 \div 3 [-] - \text{součinitel napětí v ohybu, volím } \alpha_{\sigma1} = 2,2 [8]$$

$$\alpha_{\tau1} = 1,2 \div 2,5 [-] - \text{součinitel napětí v krutu, } \alpha_{\tau1} = 1,8 [8]$$

Statická bezpečnost:

$$k_{S1} = \frac{Re}{\sigma_{red1}} \Rightarrow k_{S1} = \frac{835}{28,4} \quad (7.39)$$

$$k_{S1} = 29 \Rightarrow k_{S1} = 29 \geq k_{Sdov} = 1,5$$

$Re = 835 [\text{MPa}]$ - mez kluzu materiálu 15 230.3 [8]

Statická bezpečnost hřídele v kritickém místě č.1 vyhovuje.

Kritické místo č. 2 – Ø 70 mm

Stanovení statické bezpečnosti pro kritické místo č. 2 je obdobou výpočtu kritického místa č.1, vychází ze stejných vzorců.

Tab. 7.6 Hodnoty pro kritické místo č. 2 – hřídel zatěžovacího válečku

Ohybový moment	$M_{O2} = 2\,983\,119 \text{ Nmm}$
Napětí v ohybu	$\sigma_{O2} = 88,5 \text{ MPa}$
Napětí v krutu	$\tau_2 = 1,09 \text{ MPa}$
Redukované napětí	$\sigma_{red2} = 194,8 \text{ MPa}$
Statická bezpečnost	$k_{S2} = 4,3 > k_{Sdov} = 1,5$

Statická bezpečnost hřídele v kritickém místě č.2 vyhovuje.

Dynamická kontrola hřídele

Nejmenší statická bezpečnost se projevila v kritickém místě č. 2. Pro toto kritické místo se provede dynamická kontrola.

Mez únavy hladkého vzorku:

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m \Rightarrow \sigma_{CO} = 0,49 \cdot 980 \Rightarrow \sigma_{CO} = 480,2 \text{ MPa} \quad (7.40)$$

$R_m = 980 \div 1180 [\text{MPa}]$ - mez pevnosti materiálu 15 230.3, volím $R_m = 980 \text{ MPa}$ [8]

Součinitel vrubu podle Neubergera:

$$\beta_2 = 1 + \frac{\alpha_{o2} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} \Rightarrow \beta_2 = 1 + \frac{2,2 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{0,7}}} \quad (7.41)$$

$$\beta_2 = 1,85$$

$\sqrt{A} = 0,35 [\text{mm}^{-0,5}]$ - Neubergerova konstanta materiálu určená dle [10], obr. 2.9, str. 18

$\rho = 0,7 [\text{mm}]$ - poloměr vrubu určený dle [10], obr. 2.8, str. 18

Mez únavy vrubované součásti:

$$\sigma_{\text{CO2}}^* = \sigma_{\text{CO}} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_2} \Rightarrow \sigma_{\text{CO2}}^* = 480,2 \cdot \frac{0,77 \cdot 0,87}{1,85} \quad (7.42)$$

$$\sigma_{\text{CO2}}^* = 173,9 \approx 174 \text{ MPa}$$

$\varepsilon_v = 0,77 [-]$ - součinitel velikosti součásti dle [10], obr. 2.10, str. 19

$\eta_p = 0,87 [-]$ - součinitel jakosti povrchu dle [10], obr. 2.11, str. 19

Dynamická bezpečnost od ohybového napětí:

$$k_{\text{D}\sigma 2} = \frac{\sigma_{\text{CO}}^*}{\sigma_{\text{O2}}} \Rightarrow k_{\text{D}\sigma 2} = \frac{174}{88,5} \Rightarrow k_{\text{D}\sigma 2} = 1,97 \quad (7.43)$$

Dynamická bezpečnost od napětí v krutu:

$$k_{\text{D}\tau 2} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{\tau_2} \Rightarrow k_{\text{D}\tau 2} = \frac{0,577 \cdot 835}{1,09} \Rightarrow k_{\text{D}\tau 2} = 442 \quad (7.44)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_{\text{D}\sigma 2} \cdot k_{\text{D}\tau 2}}{\sqrt{k_{\text{D}\sigma 2}^2 + k_{\text{D}\tau 2}^2}} \Rightarrow k_v = \frac{1,97 \cdot 442}{\sqrt{1,97^2 + 442^2}} \quad (7.45)$$

$$k_v = 1,969 \Rightarrow k_v = 1,969 \geq k_{\text{Ddov}} = 1,8$$

Dynamická bezpečnost hřídele v kritickém místě č. 2 vyhovuje.

7.5 Kontrola hřídele testovaného válečku

Průměr hřídele d se předběžně navrhuje obvykle jen z dovoleného namáhání na krut, popř. z dovoleného úhlu zkroucení, přičemž se předpokládá, že průměr d není zeslabený. [2]

Výpočet základního průměru hřídele

$$d \geq 120 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_{2t}}{n_{2t}}} \Rightarrow d \geq 120 \cdot \sqrt[4]{\frac{3,648}{478}} \quad (7.46)$$

$$d \geq 34,5 \text{ mm} \Rightarrow d = 34,5 \text{ mm} \leq d_{\min} = 35 \text{ mm}$$

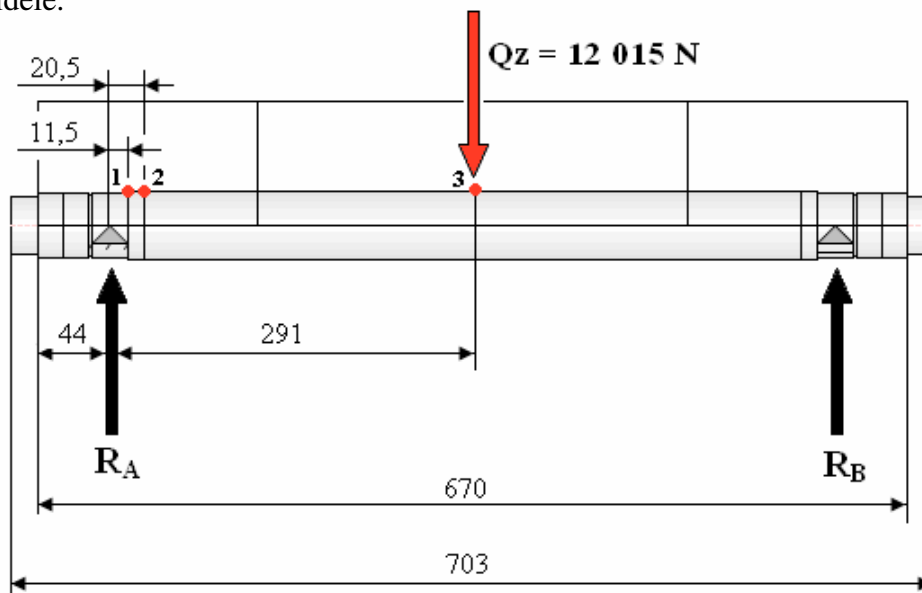
$P_{2t} = 3,648 \text{ [kW]}$ - přenášený výkon pro hřídel testovaného válečku

$n_{2t} = 478 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ - otáčky hřídele testovaného válečku viz. (7.3)

Nejmenší průměr hřídele testovaného válečku d_{\min} (tab. 7.1) je větší než vypočtený základní průměr d . Hřídel válečku splňuje požadavek velikosti průměru.

7.5.1 Stanovení bezpečnosti hřídele

Pro výpočet je vhodné přejít do dvou rovinných případů. Sestrojí se 2D výpočtový model hřídele.



Obr. 7.11 Reakce a kritická místa hřídele testovaného válečku

$$R_A = R_B = \frac{Q_z}{2} \Rightarrow R_A = R_B = \frac{12015}{2} \Rightarrow R_A = R_B = 6007,5 \text{ N} \quad (7.47)$$

Statická kontrola hřídele

Před dynamickou kontrolou hřídele provedeme statickou kontrolu. Na hřídeli vytipujeme kritická místa a určíme jejich statické bezpečnosti. Tam kde bude statická bezpečnost nejmenší, provedeme dynamickou kontrolu.

Kritické místo č. 1 – Ø 40 mm

Ohybový moment:

$$M_{O1} = R_A \cdot 11,5 - \left[\frac{Q_Z \cdot (44 + 11,5)}{670} \cdot \frac{44 + 11,5}{2} \right] \quad (7.48)$$

$$M_{O1} = 6007,5 \cdot 11,5 - \left[\frac{12015 \cdot 55,5}{670} \cdot \frac{55,5}{2} \right]$$

$$M_{O1} = 41\,467 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{O1} = \frac{32 \cdot M_{O1}}{\pi \cdot (40)^3} \Rightarrow \sigma_{O1} = \frac{32 \cdot 41\,467}{\pi \cdot (40)^3} \quad (7.49)$$

$$\sigma_{O1} = 6,6 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu:

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot (40)^3} \Rightarrow \tau_1 = \frac{16 \cdot 55,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot (40)^3} \quad (7.50)$$

$$\tau_1 = 4,4 \text{ MPa}$$

Redukované napětí dle HMMH:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{(\sigma_{O1} \cdot \alpha_{\sigma1})^2 + 3 \cdot (\tau_1 \cdot \alpha_{\tau1})^2} \Rightarrow \sigma_{red1} = \sqrt{(6,6 \cdot 2,2)^2 + 3 \cdot (4,4 \cdot 1,8)^2} \quad (7.51)$$

$$\sigma_{red1} = 20 \text{ MPa}$$

$$\alpha_{\sigma1} = 1,2 \div 3 [-] - \text{součinitel napětí v ohybu, volím } \alpha_{\sigma1} = 2,2 [8]$$

$$\alpha_{\tau1} = 1,2 \div 2,5 [-] - \text{součinitel napětí ve smyku, volím } \alpha_{\tau1} = 1,8 [8]$$

Statická bezpečnost:

$$k_{S1} = \frac{Re}{\sigma_{red1}} \Rightarrow k_{S1} = \frac{245}{20} \quad (7.52)$$

$$k_{S1} = 12,25 \Rightarrow k_{S1} = 12,25 \geq k_{Sdov} = 1,5$$

$Re = 245 \text{ [MPa]}$ - mez kluzu materiálu 11 500 [8]

Statická bezpečnost hřídele v kritickém místě č.1 vyhovuje.

Kritické místo č. 2 – Ø 41 mm a č. 3 – Ø 42 mm

Stanovení statické bezpečnosti pro kritické místo č. 2 a č.3 je obdobou výpočtu kritického místa č.1, vychází ze stejných vzorců.

Tab. 7.7 Hodnoty pro kritické místo č. 2 – hřídel testovaného válečku

Ohybový moment	$M_{O2} = 85\,851,2 \text{ Nmm}$
Napětí v ohybu	$\sigma_{O2} = 12,7 \text{ MPa}$
Napětí v krutu	$\tau_2 = 4,1 \text{ MPa}$
Redukované napětí	$\sigma_{red2} = 30,7 \text{ MPa}$
Statická bezpečnost	$k_{S2} = 8 > k_{Sdov} = 1,5$

Statická bezpečnost hřídele v kritickém místě č.2 vyhovuje.

Tab. 7.8 Hodnoty pro kritické místo č. 3 – hřídel testovaného válečku

Ohybový moment	$M_{O3} = 741\,926,3 \text{ Nmm}$
Napětí v ohybu	$\sigma_{O3} = 102 \text{ MPa}$
Napětí v krutu	$\tau_3 = 3,8 \text{ MPa}$
Redukované napětí	$\sigma_{red3} = 224,7 \text{ MPa}$
Statická bezpečnost	$k_{S3} = 1,09 < k_{Sdov} = 1,5$

Statická bezpečnost hřídele v kritickém místě č.3 nevyhovuje.

V případě nevyhovující bezpečnosti je možno buď změnit průměr kritického místa č. 3, nebo celkově změnit materiál hřídele. Přikláním se ke změně průměru hřídele na 50 mm.

Tab. 7.9 Hodnoty pro upravené kritické místo č. 3 – hřídel testovaného válečku

Napětí v ohybu	$\sigma_{O3} = 60,45 \text{ MPa}$
Napětí v krutu	$\tau_3 = 2,26 \text{ MPa}$
Redukované napětí	$\sigma_{red3} = 133 \text{ MPa}$
Statická bezpečnost	$k_{S3} = 1,84 \geq k_{Sdov} = 1,5$

Statická bezpečnost hřídele po změně průměru v kritickém místě č.3 vyhovuje.

Dynamická kontrola hřídele

Nejmenší statická bezpečnost se projevila v kritickém místě č. 3. Pro toto kritické místo se provede dynamická kontrola.

Mez únavy hladkého vzorku:

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m \Rightarrow \sigma_{CO} = 0,49 \cdot 610 \Rightarrow \sigma_{CO} = 298,9 \text{ MPa} \quad (7.53)$$

$R_m = 470 \div 610 [\text{MPa}]$ - mez pevnosti materiálu 11 500, volím $R_m = 610 \text{ MPa}$ [8]

Součinitel vrubu podle Neubergera:

$$\beta_3 = 1 + \frac{\alpha_{o3} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} \Rightarrow \beta_3 = 1 + \frac{2,2 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{0,6}}} \quad (7.54)$$

$$\beta_3 = 1,83$$

$\sqrt{A} = 0,35 [\text{mm}^{-0,5}]$ - Neubergerova konstanta materiálu určená dle [10], obr. 2.9, str. 18

$\rho = 0,6 [\text{mm}]$ - poloměr vrubu určený dle [10], obr. 2.8, str. 18

Mez únavy vrubované součásti:

$$\sigma_{CO3}^* = \sigma_{CO} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_3} \Rightarrow \sigma_{CO3}^* = 298,9 \cdot \frac{0,81 \cdot 0,85}{1,83} \quad (7.55)$$

$$\sigma_{CO3}^* = 112,5 \text{ MPa}$$

$\varepsilon_v = 0,81[-]$ - součinitel velikosti součásti dle [10], obr. 2.10, str. 19

$\eta_p = 0,85[-]$ - součinitel jakosti povrchu dle [10], obr. 2.11, str. 19

Dynamická bezpečnost od ohybového napětí:

$$k_{D\sigma3} = \frac{\sigma_{CO}^*}{\sigma_{O3}} \Rightarrow k_{D\sigma3} = \frac{112,5}{60,45} \Rightarrow k_{D\sigma3} = 1,86 \quad (7.56)$$

Dynamická bezpečnost od napětí v krutu:

$$k_{D\tau3} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_3} \Rightarrow k_{D\tau3} = \frac{0,577 \cdot 245}{2,26} \Rightarrow k_{D\tau3} = 62,5 \quad (7.57)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_{D\sigma3} \cdot k_{D\tau3}}{\sqrt{k_{D\sigma3}^2 + k_{D\tau3}^2}} \Rightarrow k_v = \frac{1,86 \cdot 62,5}{\sqrt{1,86^2 + 62,5^2}} \quad (7.58)$$

$$k_v = 1,859 \Rightarrow k_v = 1,859 \geq k_{Ddov} = 1,8$$

Dynamická bezpečnost hřídele po změně průměru v kritickém místě č. 3 vyhovuje.

7.6 Návrh a kontrola ložisek zatěžovacího standu

Dalším, avšak neméně důležitým bodem kontroly, jsou navržená ložiska. Provedením této kontroly se zjistí, zda navržená ložiska vyhoví nebo naopak nevyhoví daným provozním podmínkám zatěžovacího standu.

7.6.1 Návrh a kontrola ložisek zatěžovacího válečku

Na ložiska zatěžovacího válečku působí pouze radiální síla od zatížení vyvozeného pružinou a od zatížení vyvozeného napínací silou řemenového převodu. Jelikož by někdy

v budoucnu mohl být tento stand doplněn okolními vlivy nárazů, volím válečkové ložisko typu NU 2213 ECP s větší dynamickou únosností.

Rozměry válečkových ložisek

Označení válečkových ložisek: NU 2213 ECP

Tab. 7.10 Hlavní rozměry válečkových ložisek [30]

vnitřní průměr d_L [mm]	vnější průměr D_L [mm]	šířka B_L [mm]
65	120	31

Tab. 7.11 Vedlejší veličiny válečkových ložisek [30]

statická únosnost C_o [kN]	dynamická únosnost C [kN]	mezní únavové zatížení P_u [kN]	min. bezpečnost $S_{o_{min}}$ [-]
180	170	24	2

Pro výpočet statické bezpečnosti válečkových ložisek je třeba znát ekvivalentní statické zatížení ložiska. Na ložisko působí pouze radiální síla, a proto je ekvivalentní statické zatížení rovno přímo větší radiální síle ložiska.

Ekvivalentní statické zatížení ložiska

$$P_o = F_R = R_A = 7\,625\text{ N} \quad (7.59)$$

Výpočet statické bezpečnosti ložiska

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \Rightarrow S_o = \frac{180\,000}{7\,625} \quad (7.60)$$

$$S_o = 23,6 \geq S_{o_{min}}$$

Bezpečnost válečkových ložisek vyhovuje.

Dynamická únosnost ložisek

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_R} \right)^p \Rightarrow L_{10} = \left(\frac{170\,000}{7\,625} \right)^{\frac{10}{3}} \Rightarrow L_{10} = 31\,191 \text{ mil.ot.} \quad (7.61)$$

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{2z}} \cdot L_{10} \Rightarrow L_{10H} = \frac{10^6}{60 \cdot 478} \cdot \left(\frac{170\,000}{7\,625} \right)^{\frac{10}{3}} \Rightarrow L_{10H} = 1\,087\,555 \text{ hod.}$$

$n_{2z} = 478 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ - otáčky zatěžujícího válečku viz (7.3)

7.6.2 Kontrola ložisek testovaného válečku

Na kuličková ložiska 6308 testovaného válečku ($\varnothing 159 \text{ mm} - 670 \text{ mm}$) působí pouze radiální síla od výsledného zatížení. Provedením kontroly ložisek testovaného válečku se zjistí, zda ložiska vyhoví daným provozním podmínkám.

Rozměry kuličkových ložisek

Označení kuličkových ložisek: 6308

Tab. 7.12 Hlavní rozměry kuličkových ložisek [29]

vnitřní průměr d_L [mm]	vnější průměr D_L [mm]	šířka B_L [mm]
40	90	23

Tab. 7.13 Vedlejší veličiny kuličkových ložisek [29]

statická únosnost C_o [kN]	dynamická únosnost C [kN]	mezní únavové zatížení P_u [kN]	min. bezpečnost $S_{o_{\min}}$ [-]
24	42,3	1,02	2

Pro výpočet statické bezpečnosti kuličkových ložisek je třeba znát ekvivalentní statické zatížení ložiska. Na ložisko působí pouze radiální síla, a proto je ekvivalentní statické zatížení rovno přímo radiální síle ložiska.

Ekvivalentní statické zatížení ložisek

$$P_o = F_R = 6007,5 \text{ N} \quad (7.62)$$

Výpočet statické bezpečnosti ložiska

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \Rightarrow S_o = \frac{24000}{6007,5} \quad (7.63)$$

$$S_o = 3,995 \approx 4 \geq S_{o_{\min}}$$

Bezpečnost kuličkových ložisek vyhovuje.

Dynamická únosnost ložisek

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_R} \right)^p \Rightarrow L_{10} = \left(\frac{42300}{6007,5} \right)^3 \Rightarrow L_{10} = 349 \text{ mil.ot.} \quad (7.64)$$

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{2t}} \cdot L_{10} \Rightarrow L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 601} \cdot \left(\frac{42300}{6007,5} \right)^3 \Rightarrow L_{10H} = 9681 \text{ hod.}$$

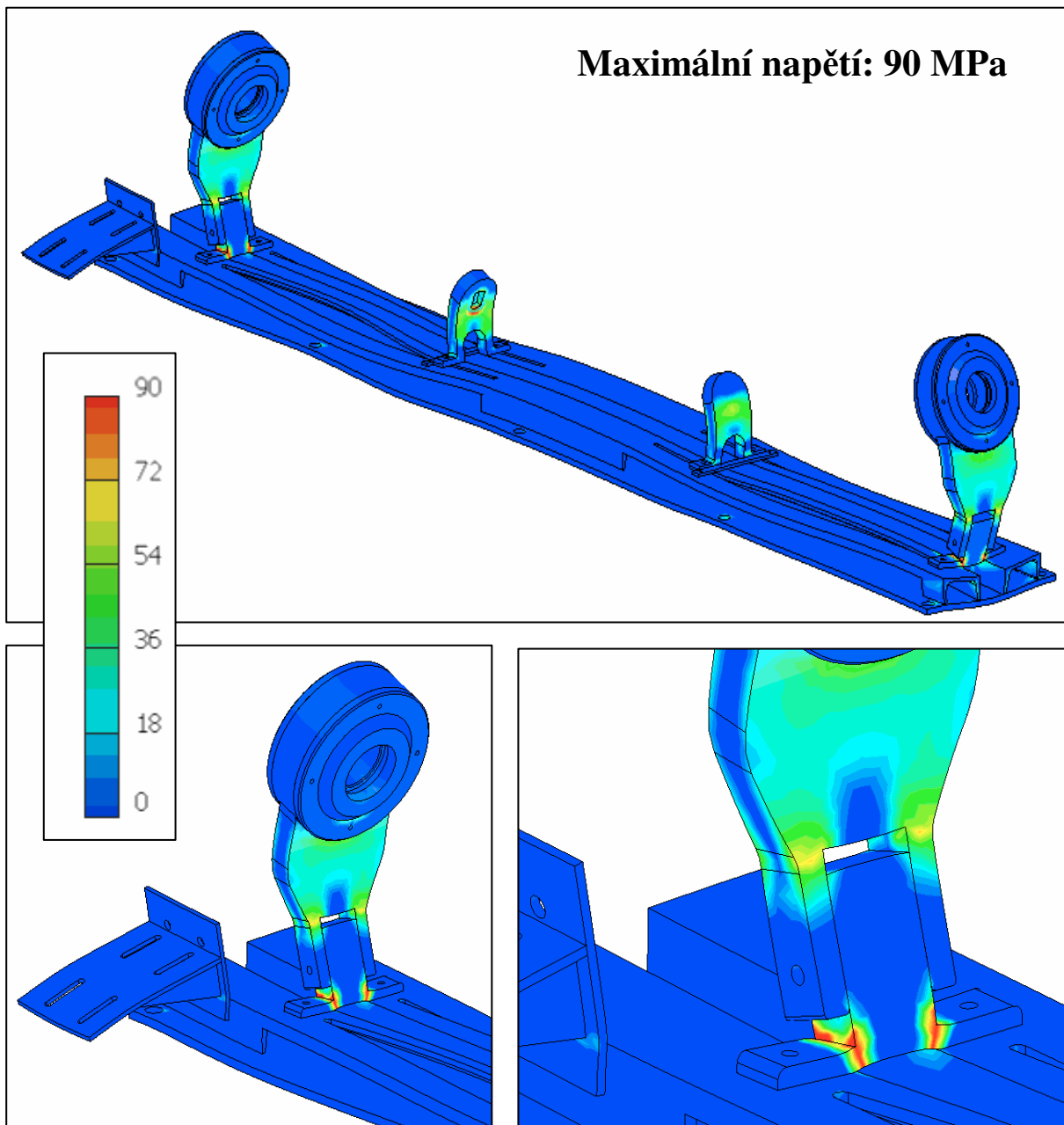
$$n_{2t} = 601 \text{ [min}^{-1}\text{]} - \text{otáčky testovaného válečku viz (7.1)}$$

7.7 Kontrola navrženého rámu zatěžovacího standu

Kontrola pevnosti navrženého rámu proběhla v programu Inventor Professional 2010. Skutečné výsledné zatížení (1225 kg) bylo nasimulováno pomocí tlaků na hřídele uchycené ve stojanech. Uchycení rámu zatěžujícího standu bylo uskutečněno přes díry na šrouby ve spodní části rámu.

7.7.1 Napětí rámu zatěžovacího standu dle HMM

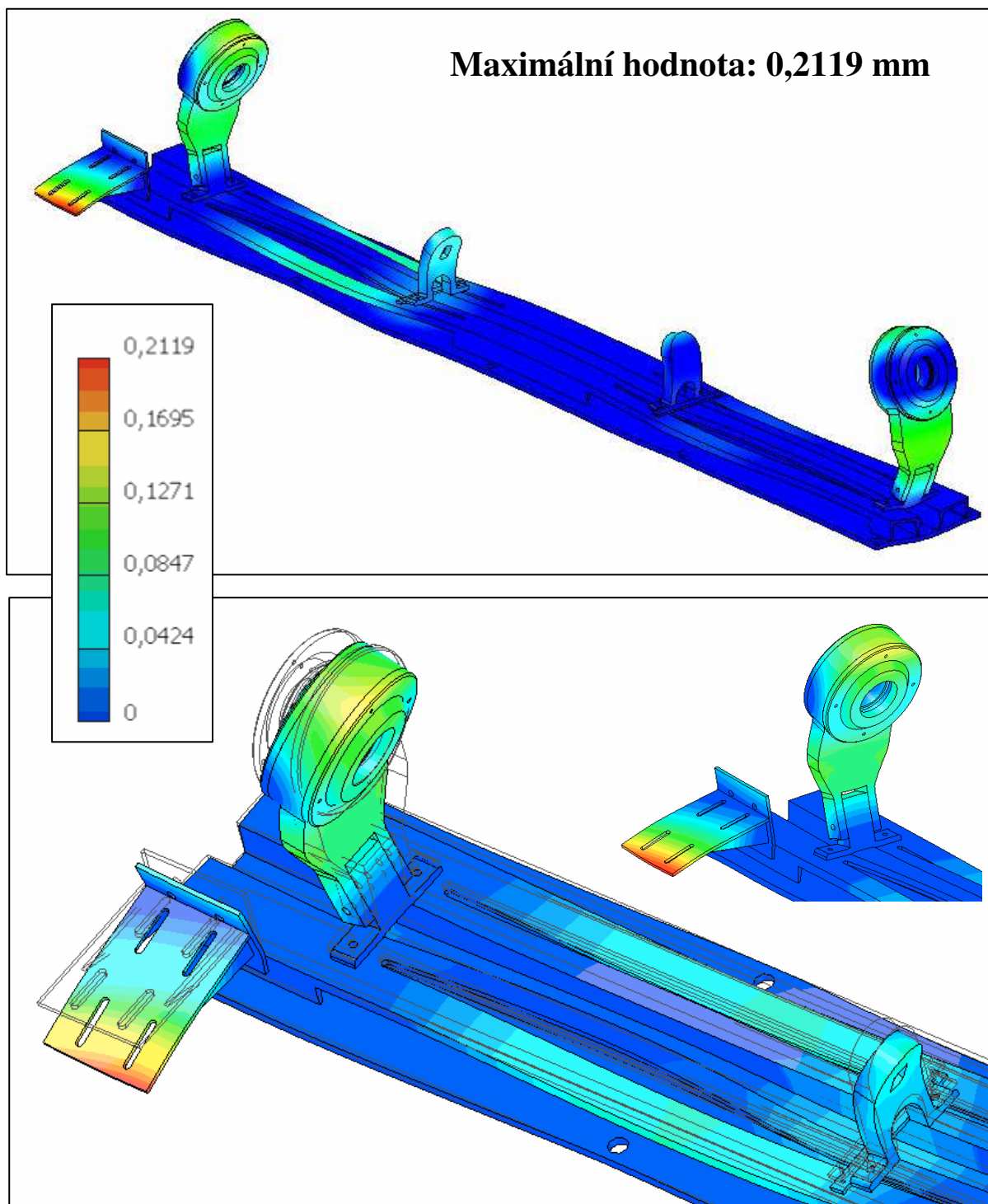
Z obr. 7.12 je zřejmé, že hodnota maximálního napětí dle hypotézy HMM je 90 MPa. Této hodnoty je dosaženo ve spodní části stojanu, do kterého je uchycen zatěžovací váleček. Jedná se o ostrý přechod ploch. Napětí se s velkou pravděpodobností bude pohybovat pod touto maximální hodnotou. Maximální napětí rámu je vyhovující.



Obr. 7.12 Napětí rámu zatěžovacího standu

7.7.2 Deformace rámu zatěžovacího standu

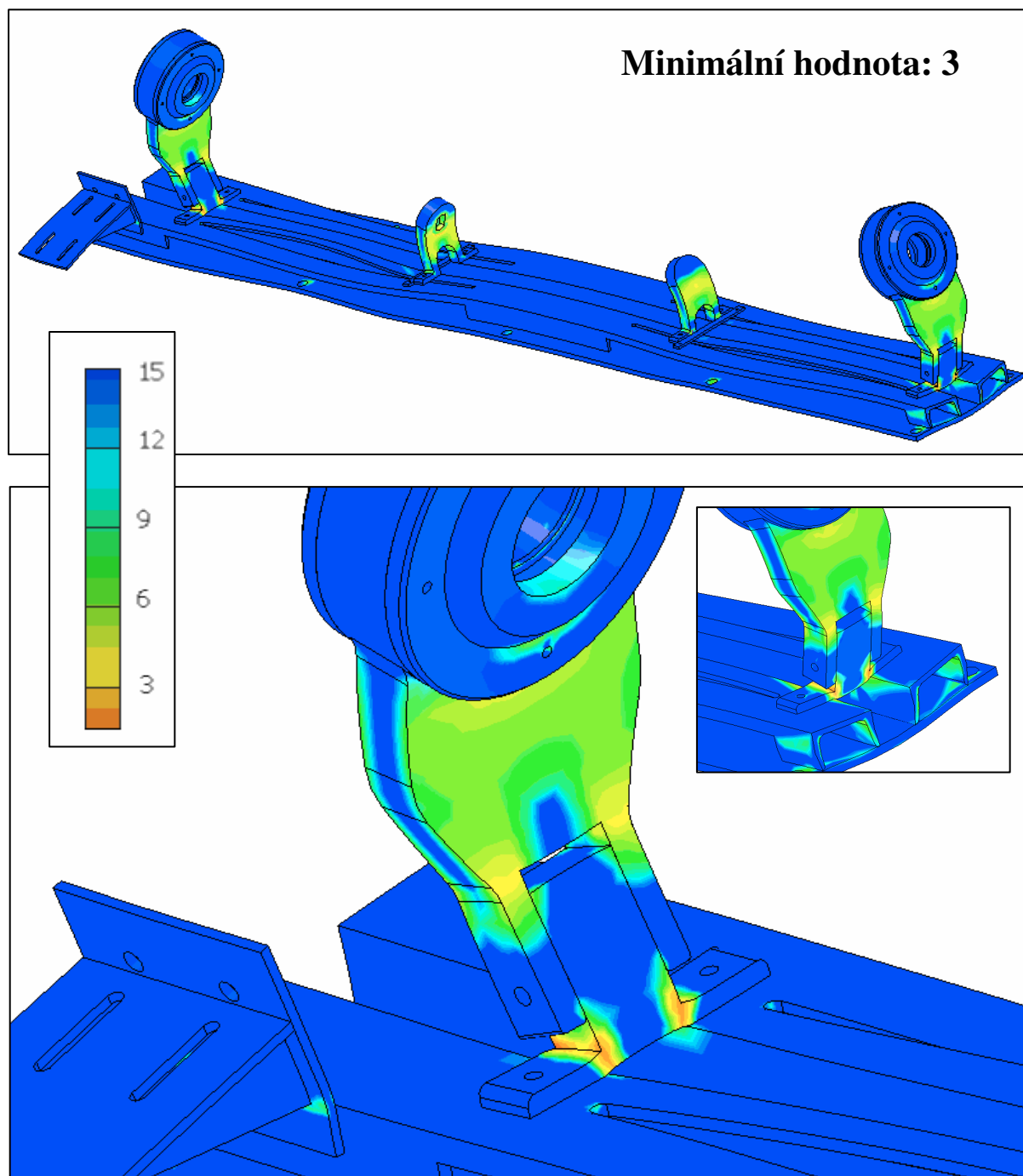
Z obr. 7.13 je zřejmé, že hodnota maximální deformace je 0,2119 mm. Této hodnoty je dosaženo v krajní části rámu, kde je uchycena převodovka s motorem. Maximální deformace rámu je zanedbatelná, rám bude velice tuhý.



Obr. 7.13 Deformace rámu zatěžovacího standu

7.7.3 Bezpečnost rámu zatěžovacího standu

Z obr. 7.14 je zřejmé, že hodnota minimální bezpečnosti je 3. Této hodnoty je dosaženo ve spodní části stojanu, do kterého je uchycen zatěžovací váleček. Jedná se o místo, kde bylo dosaženo maximálního napětí dle HMH. Bezpečnost rámu vyhovuje.



Obr. 7.14 Bezpečnost rámu zatěžovacího standu



8 Závěr

Cíle, které jsem si stanovila v úvodu diplomové práce jsem zcela splnila. Práce byla určena pro realizaci životnostních zkoušek dopravníkových válečků ve firmě Transroll.

- 1) Provedla jsem rešerši typů válečků vyráběných firmou Transroll a vytipovala jsem testovaný sortiment.
- 2) Stanovila jsem si charakteristický způsob zatěžování při provozu dopravníku.
- 3) Provedla jsem rozbor stávající konstrukce válečku a vytipovala jsem si jednotlivé části, které ovlivňovali výslednou životnost válečku.
- 4) Navrhla jsem variantní řešení zatěžovacího standu a vybrala variantu nejvíc se podobající skutečnému zatěžování pásem a dopravovaným materiálem.
- 5) Provedla jsem konstrukční návrh zvoleného řešení včetně potřebných výpočtů.
- 6) Zhotovila jsem sestavný výkres zatěžovacího standu.

9 Seznam použitých zdrojů

- [1] Boháček, F. a kol.; *Části a mechanismy strojů I., Základy konstruování – spoje*, Brno: VUT 1997, ISBN 80-214-0886-3
- [2] Bolek, A.; Kochman, J. a kol.; *Části strojů, I. svazek, 5 vyd.*, Praha: SNTL 1989, ISBN 80-03-00046-7
- [3] Drastík, F.; *Přesnost strojních součástí podle mezinárodních norem – tolerování rozměrů a geometrických vlastností*, Ostrava: Montanex 1996, ISBN 80-85780-18-6
- [4] Drastík, F.; *Technické kreslení I. - pravidla tvorby výkresů ve strojírenství*, Ostrava: Montanex 2005, ISBN 87-7225-195-3
- [5] Freis, J.; *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2009, ISBN 978-80-248-2080-4
- [6] Havelka, Z.; *Pásové dopravníky v hornictví*, Praha: SNTL 1962, L15-B3-IV-41/4465
- [7] Kříž, R.; Vávra, P.; *Strojírenská příručka 5 svazek, Technika konstruování, technická dokumentace, Části strojů a převody (1. část)*, Praha: SCIENTIA 1994, ISBN 80-85827-59-X
- [8] Leinveber, J.; Vávra, P.; *Strojnické tabulky*, 3 vyd., Úvaly: ALBRA 2006, ISBN 80-7361-033-7
- [9] Moravec, V.; *Mechanické a hydraulické převody mechanické převody*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2008, ISBN 978-80-248-1057-7
- [10] Moravec, V.; Havlík, J.; *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2008, ISBN 978-80-248-0878-9
- [11] Moravec, V.; Pišťáček, D.; *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2009, ISBN 978-80-248-0980-9



- [12] Němec, J.; Dvořák, J.; Höschl, C.; *Pružnost a pevnost ve strojírenství*, Praha 1989, ISBN 80-03-00193-5
- [13] Polák, J.; Bailotti, K.; Pavliska, J.; Hrabovský, L.; *Dopravní a manipulační zařízení II.*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2003, ISBN 80-248-0493-X
- [14] Polák, J.; Pavliska, J.; Slíva, A.; *Dopravní a manipulační zařízení I.*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2001, ISBN 80-248-0043-8
- [15] ČSN 01 6910 Úprava písemností psaným strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, 1997
- [16] ČSN ISO 5966 Formální úprava vědeckých a technických zpráv. Praha: Český normalizační institut, 1995
- [17] ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996
- [18] Kaláb, K.; *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*, vysokoškolská příručka, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2010
- [19] Podešva, J.; Poruba, Z.; *Analýza válečků pásového dopravníku*, zpráva pro firmu TRANZA, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2010
- [20] Czech ware: *Třecí převody* [online]. 2002 [cit. 2011-03-20]. Dostupný z WWW: <<http://czech-ware.net>>
- [21] Feron: *Katalog* [online]. 2003 [cit. 2011-01-25]. Dostupný z WWW: <<http://ferona.cz>>
- [22] GTK, spol s r.o.: *Pásové dopravníky* [online]. 2004 [cit. 2011-02-15]. Dostupný z WWW: <<http://gtktupesy.cz>>
- [23] I-TES, spol s r.o.: *Dopravní pásy* [online]. 2003 [cit. 2011-01-08]. Dostupný z WWW: <<http://i-tes.cz>>



- [24] Matador Rubber: *Dopravní pásy* [online]. 2002 [cit. 2011-01-08]. Dostupný z WWW: <<http://matador.sk>>
- [25] MITCalc: *Volba typu převodu* [online]. 2005 [cit. 2011-03-20]. Dostupný z WWW: <<http://mitcalc.com>>
- [26] MOTOR-GEAR, a.s.: *Čelní axiální převodovky, řada RCV, CV - jednostupňové* [online]. 2002 [cit. 2011-03-05]. Dostupný z WWW: <<http://motorgear.cz>>
- [27] MOTOR-GEAR, a.s.: *Elektromotory řada ACA* [online]. 2002 [cit. 2011-03-05]. Dostupný z WWW: <<http://motorgear.cz>>
- [28] Pro Sand Engineering, s.r.o.: *Terení pásový dopravník* [online]. 2005 [cit. 2011-02-15]. Dostupný z WWW: <<http://prosad.cz>>
- [29] SKF katalog: *Kuličková ložiska* [online]. 2003 [cit. 2011-04-11]. Dostupný z WWW: <<http://skf.com>>
- [30] SKF katalog: *Válečková ložiska* [online]. 2003 [cit. 2011-04-11]. Dostupný z WWW: <<http://skf.com>>
- [31] Stomil CZ, s.r.o.: *Dopravníkové válečky* [online]. 2005 [cit. 2011-01-17]. Dostupný z WWW: <<http://stomil.cz>>
- [32] Transroll CZ, s.r.o.: *Dopravníkové válečky* [online]. 2004 [cit. 2010-12-20]. Dostupný z WWW: <<http://transroll.cz>>
- [33] Transroll katalog A: *Válečky, pražce, závěsy a girlandové stolice pro pásové dopravníky pro dopravu sypkých hmot* [online]. 2002 [cit. 2009-12-20]. Dostupný z WWW: <<http://transroll.cz>>
- [34] Wikipedie, otevřená encyklopedie : *Vlastnosti materiálů* [online]. 2002 [cit. 2009-02-7]. Dostupný z WWW: <<http://cs.wikipedia.org>>

10 Seznam použitých obrázků

Obr. 1.1 Konstrukce pásového dopravníku [6]	10
Obr. 2.1 Nosná konstrukce pevná – terénní pásový dopravník [28]	11
Obr. 2.2 Nosná stolice – provedení horní [32]	12
Obr. 2.3 Nosná stolice – provedení dolní [32]	12
Obr. 2.4 Typy nosných válečků [32]	13
Obr. 2.5 Nosný váleček otočný s pevnou osou [32]	13
Obr. 3.1 Konstrukce válečku firmy Transroll [32]	14
Obr. 4.1 Plocha náplně pásového dopravníku	17
Obr. 4.2 Náhrada plochy náplně pásového dopravníku – varianta č.1	18
Obr. 4.3 Náhrada plochy náplně pásového dopravníku – varianta č. 2	18
Obr. 4.4 Výsledné zatížení středního válečku	21
Obr. 5.1 Geometrie testovaného válečku Ø 159 mm – 670 mm [19]	23
Obr. 5.2 Rozložení napětí válečku montovaného s vůlí	23
Obr. 5.3 Rozložení napětí převzatého výpočtu pro váleček montovaný s vůlí [19]	24
Obr. 5.4 Rozložení napětí pro testovaný váleček montovaný s vůlí	25
Obr. 5.5 Místo meze únavy pláště válečku	26
Obr. 5.6 Wöhlerova křivka – plášť válečku	28
Obr. 5.7 Místo meze únavy čela válečku	28
Obr. 5.8 Wöhlerova křivka – čelo válečku	29
Obr. 6.1 Varianta zatěžovacího standu s působícími okolními vlivy – nárazy	31
Obr. 6.2 Varianty zatěžovacích standů bez působících okolních vlivů	32
Obr. 7.1 Zatěžovací stand – varianta d)	33
Obr. 7.2 Schéma třecího převodu	34
Obr. 7.3 Převodovka RCV 281 [26]	35
Obr. 7.4 El. motor ACA 112M4 [27]	35
Obr. 7.5 Úhel opásání hnací řemenice a doplňkový úhel [18]	36
Obr. 7.6 Znázornění předpětí, napínací síly a výsledné síly [18]	38
Obr. 7.7 Napínání, montáž a demontáž řemene [18]	40
Obr. 7.8 Šířka věnce řemenice	41
Obr. 7.9 Rozložení sil působící na pero [18]	42
Obr. 7.10 Reakce a kritická místa hřídele zatěžovacího válečku	44



Obr. 7.11	Reakce a kritická místa hřídele testovaného válečku	48
Obr. 7.12	Napětí rámu zatěžovacího standu	56
Obr. 7.13	Deformace rámu zatěžovacího standu	57
Obr. 7.14	Bezpečnost rámu zatěžovacího standu	58



11 Seznam použitých tabulek

Tab. 3.1 Specifikace hladkých válečků [33].....	16
Tab. 4.1 Srovnání ploch náplně pásového dopravníku.....	20
Tab. 4.2 Rozložení plochy náplně varianty náhrady č. 2	20
Tab. 5.1 Srovnání hodnot maximálního napětí	24
Tab. 5.2 Hodnoty pro zakreslení W-křivky	29
Tab. 7.1 Návrhové hodnoty zatěžovacího standu.....	33
Tab. 7.2 Hodnoty převodovky RCV 281 [26].....	35
Tab. 7.3 Počáteční hodnoty pro výpočet řemenového převodu [18].....	36
Tab. 7.4 Normalizované délky klínového řemene [18].....	37
Tab. 7.5 Součinitel přihlížející k počtu řemenů v převodu [18].....	38
Tab. 7.6 Hodnoty pro kritické místo č. 2 – hřídel zatěžovacího válečku	46
Tab. 7.7 Hodnoty pro kritické místo č. 2 – hřídel testovaného válečku	50
Tab. 7.8 Hodnoty pro kritické místo č. 3 – hřídel testovaného válečku	50
Tab. 7.9 Hodnoty pro upravené kritické místo č. 3 – hřídel testovaného válečku	51
Tab. 7.10 Hlavní rozměry válečkových ložisek [30].....	53
Tab. 7.11 Vedlejší veličiny válečkových ložisek [30].....	53
Tab. 7.12 Hlavní rozměry kuličkových ložisek [29].....	54
Tab. 7.13 Vedlejší veličiny kuličkových ložisek [29].....	54



12 Seznam příloh

Příloha č. 1 Stanovení počátečních hodnot pro výpočet řemenového převodu

Příloha č. 2 Výpočet hřídele testovaného válečku v programu Inventor Professional 2010

Příloha č. 3 Výpočet pružiny pro vyvození potřebného zatížení

Příloha č. 4 SN2KIK02-00 (sestavný výkres životnostního standu)

Příloha č. 1

Stanovení počátečních hodnot pro výpočet řemenového převodu**1. Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene**

Řemen má 6 normalizovaných velikostí průřezu. Potřebnou velikost řemene určíme z otáček malé řemenice $n_{2\text{ př}} [\text{min}^{-1}]$ a přenášeného výkonu $P_{1\text{ př}} [\text{kW}]$. Jelikož je přenášený výkon větší než 2 kW, zvolila jsem normalizovaný průřez podle grafu dle [18]. Zvolila jsem normalizovaný průřez řemene B.

2. Návrh výpočtových průměrů řemenic D_1 a D_2

Normalizovaná velikost průměru malé řemenice $D_1 [\text{mm}]$ se volí v rozmezí [18]:

$$D_{1\text{MIN}} \leq D_1 \leq D_{1\text{MAX}}$$

Minimální průměr malé řemenice $D_{1\text{MIN}} [\text{mm}]$ vychází podle normalizovaného průřezu klínového řemene. Pro průřez Z je velikost minimálního průměru řemenice $D_{1\text{MIN}} = 125 \text{ mm}$.

Tab. 1 Minimální velikost výpočtového průměru řemenice podle průřezu klínového řemene [18]

Průřez řemene	$D_{\text{MIN}} [\text{mm}]$
B	125

$$D_{1\text{MAX}} = \frac{60000 \cdot v_{1\text{MAX}}}{\pi \cdot n_{1\text{ př}}} = \frac{60000 \cdot 25}{\pi \cdot 478} = 998 \text{ mm}$$

$$v_{1\text{MAX}} = 25 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] - \text{maximální rychlost klínového řemene klasického průřezu [18]}$$

Tab. 2 Normalizované velikosti výpočtových průměrů řemenic D podle průřezu klínového řemene [18]

Průřez řemene	Normalizovaný výpočtový průměr řemenice D [mm]
B	125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, (1120)

Průměr malé řemenice (tab.2) D_1 volím 125 mm.



Po určení normalizované velikosti malého průměru řemenice D_1 [mm] se vypočte velký průměr řemenice D_2 [mm]. Zaokrouhlíme na nejbližší normalizovanou hodnotu podle příslušné průměrové řady (tab. 2). [18]

$$D_2 = D_1 \cdot i = 125 \cdot 1 = 125 \text{ mm}$$

Průměr velké řemenice (tab.1) D_2 volím 125 mm.

Cílem návrhu výpočtových průměrů řemenic D_1 , D_2 je najít takovou kombinaci průměrů, která splní podmínku zadané tolerance skutečného převodového poměru [18]:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \Rightarrow 1 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq i_{sk} \leq 1 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$0,95 \leq i_{sk} \leq 1,05 \Rightarrow 0,95 \leq 1,01 \leq 1,05$$

Podmínka tolerance převodového poměru 5% s navrženými průměry hnací a hnané řemenice vyhověla.

Skutečný převodový poměr

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} = \frac{125}{125 \cdot (1 - 0,01)} = 1,01$$

$s = 0,01$ [–] - pružný skluz klínového řemene [18]

Obvodová rychlost pro normalizovaný průměr hnací řemenice

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{1pf}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 478}{60} = 3,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

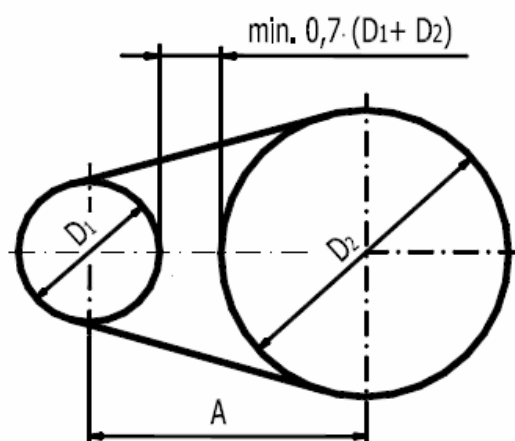
3. Návrh osové vzdálenost

Výhodou převodu s klínovými řemeny je použitelnost malých osových vzdáleností. Pro určené průměry řemenic D_1 a D_2 je nejmenší osová vzdálenost dána nejmenším úhlem

opásání malé řemenice α [°]. Díky klínové drážky postačuje pro bezpečný přenos výkonu poměrně malý úhel opásání male řemenice a to obvykle $\alpha \geq 90^\circ$. [18]

$$A_{\text{MIN}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (125 - 125) = 0 \text{ mm}$$

$$A_{\text{MAX}} = 2 \cdot (D_2 + D_1) = 2 \cdot (125 + 125) = 500 \text{ mm}$$



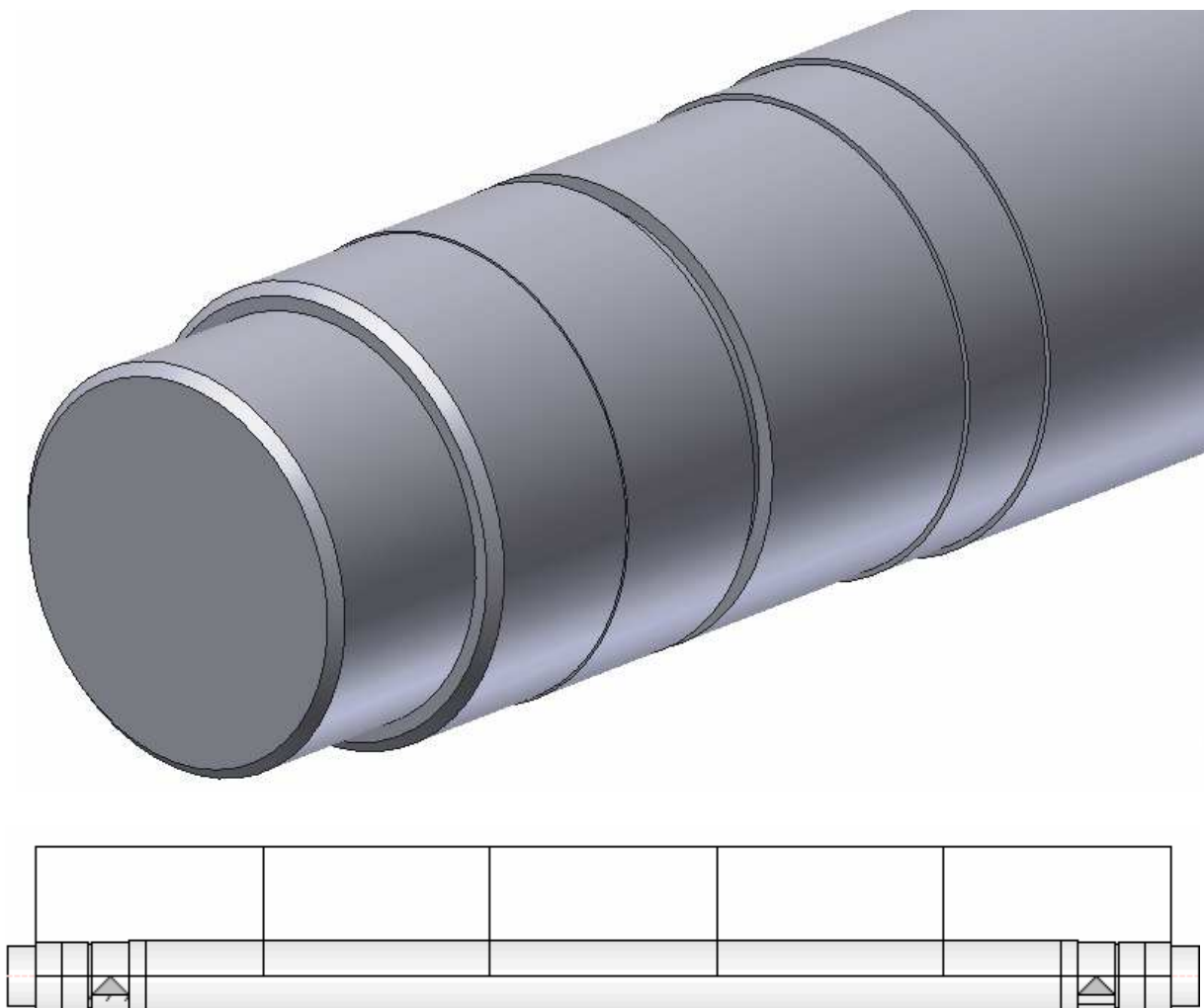
Obr. 1 Rozestup mezi řemenicemi [18]

Osová vzdálenost A [mm] musí zajistit minimální rozestup mezi řemenicemi (obr. 1) a volí se v rozmezí [18]:

$$A_{\text{MIN}} \leq A \leq A_{\text{MAX}} \Rightarrow 0 \text{ mm} \leq A \leq 500 \text{ mm}$$

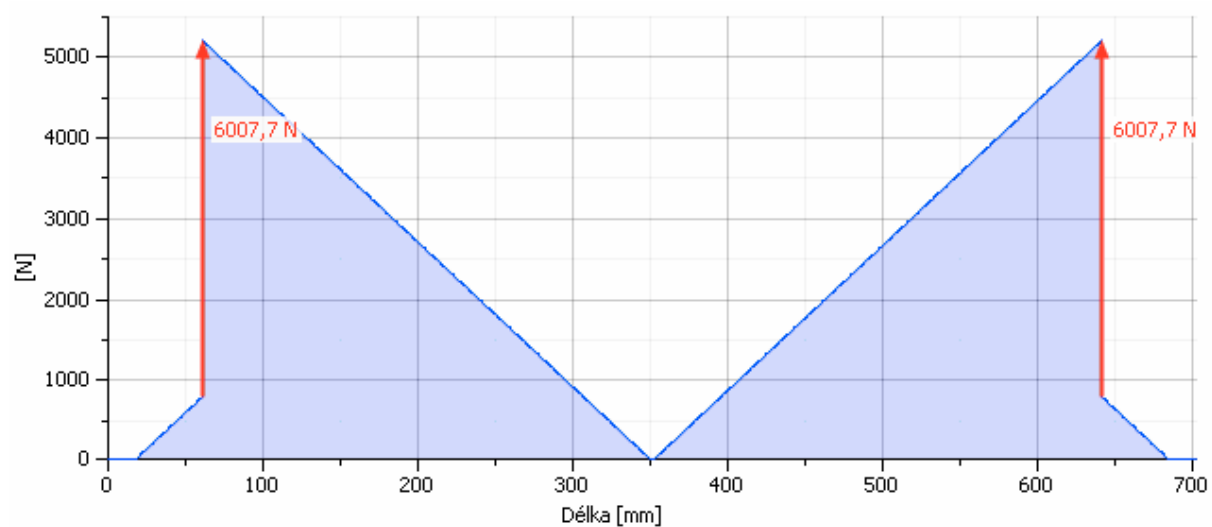
Osovou vzdálenost A předběžně volím 250 mm.

Výpočet hřídele testovaného válečku v programu Inventor Professional 2010

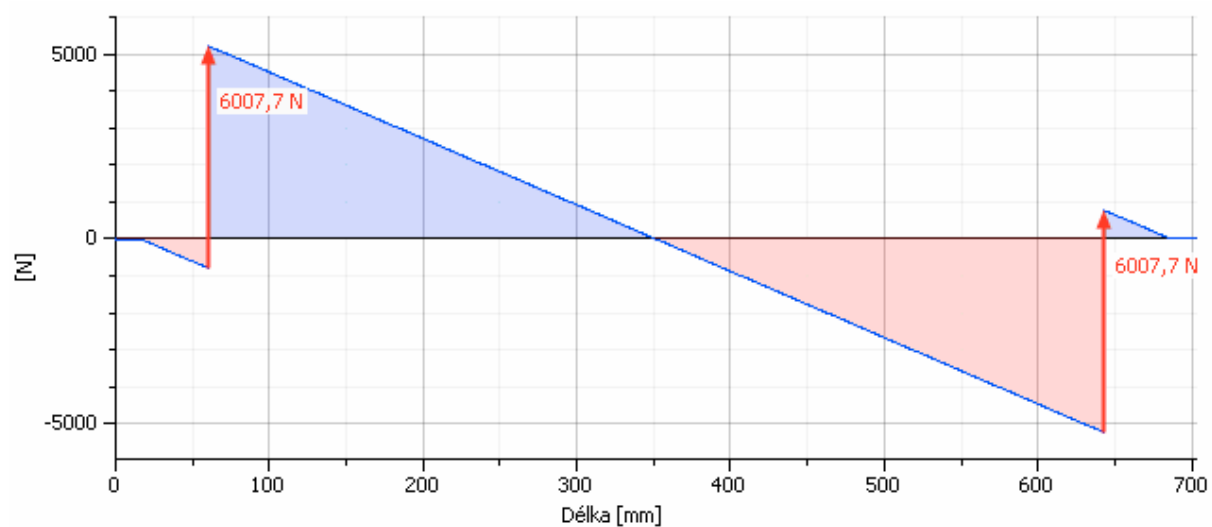


Délka	L [mm]	703
Hmotnost	m [kg]	7,4
Maximální napětí v ohybu	σ_o [MPa]	101,9
Maximální smykové napětí	τ [MPa]	4,2
Maximální redukované napětí	σ_{red} [MPa]	101,9
Reakční síla v podporách	R [N]	6007,7

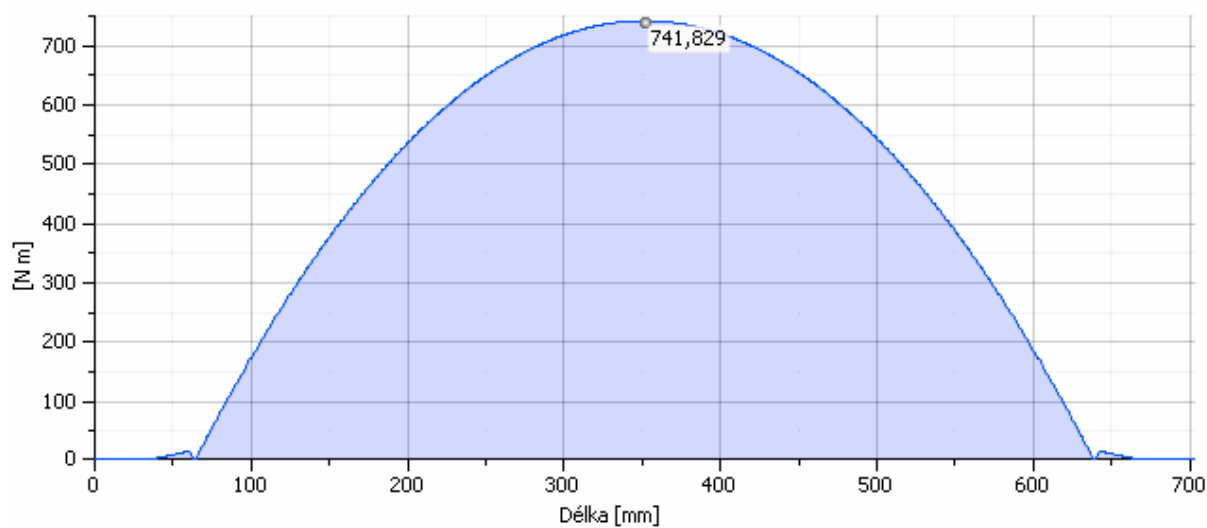
Smyková síla



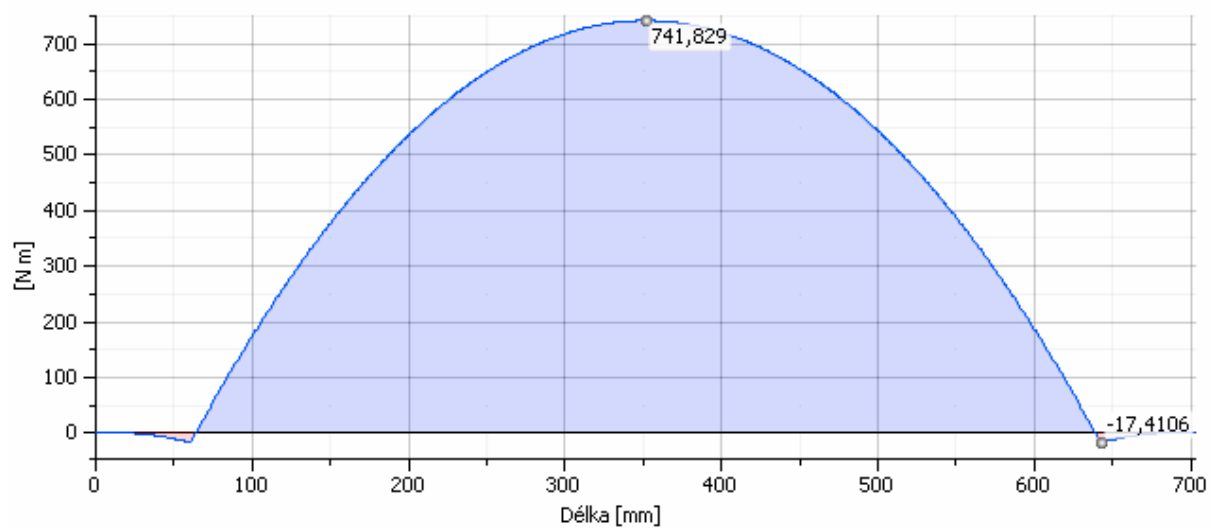
Smyková síla - rovina yz



Ohybový moment

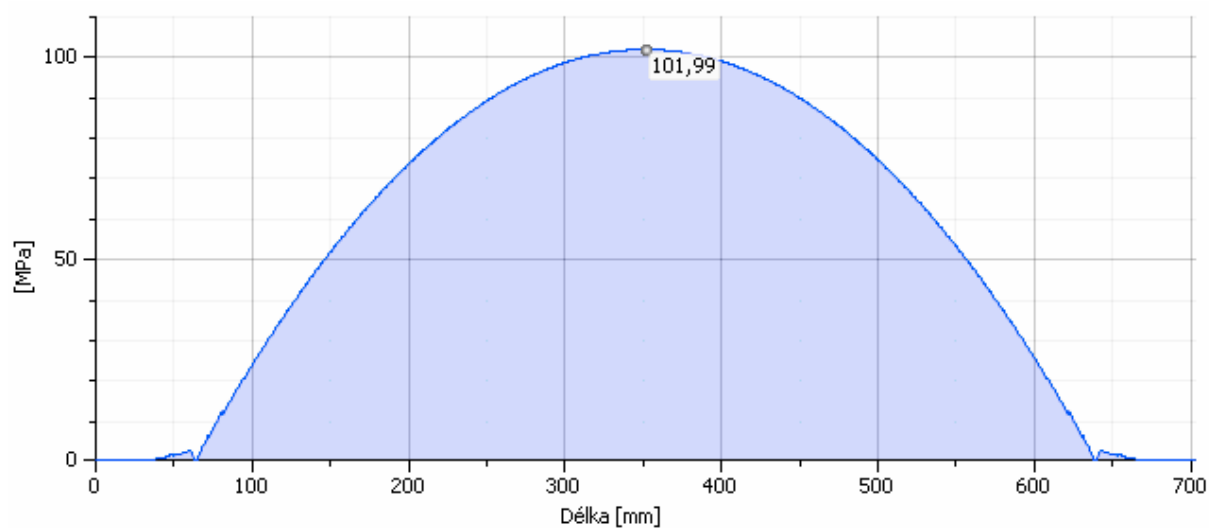


Ohybový moment - rovina yz

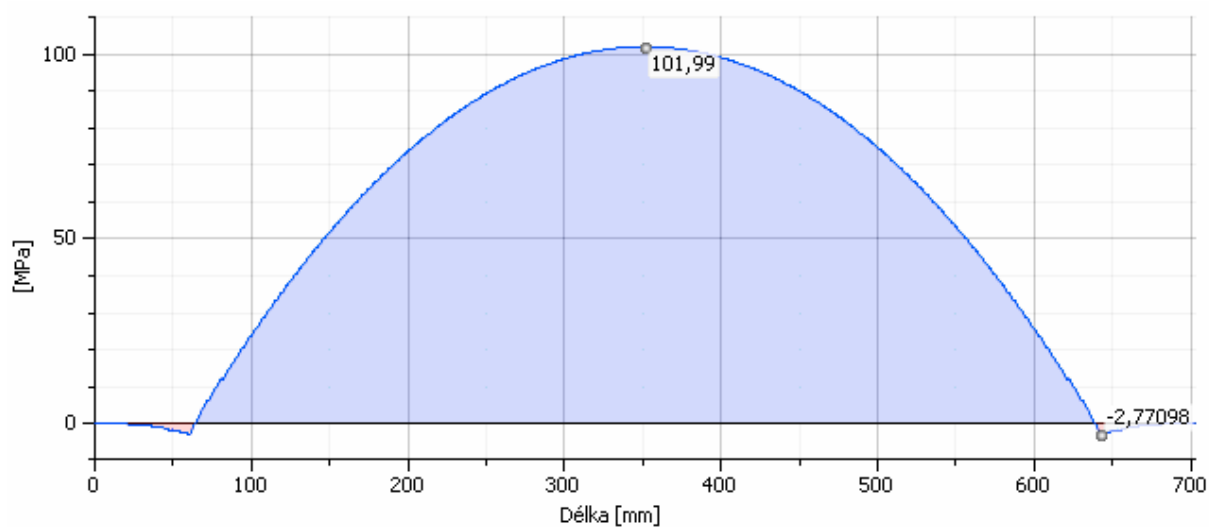




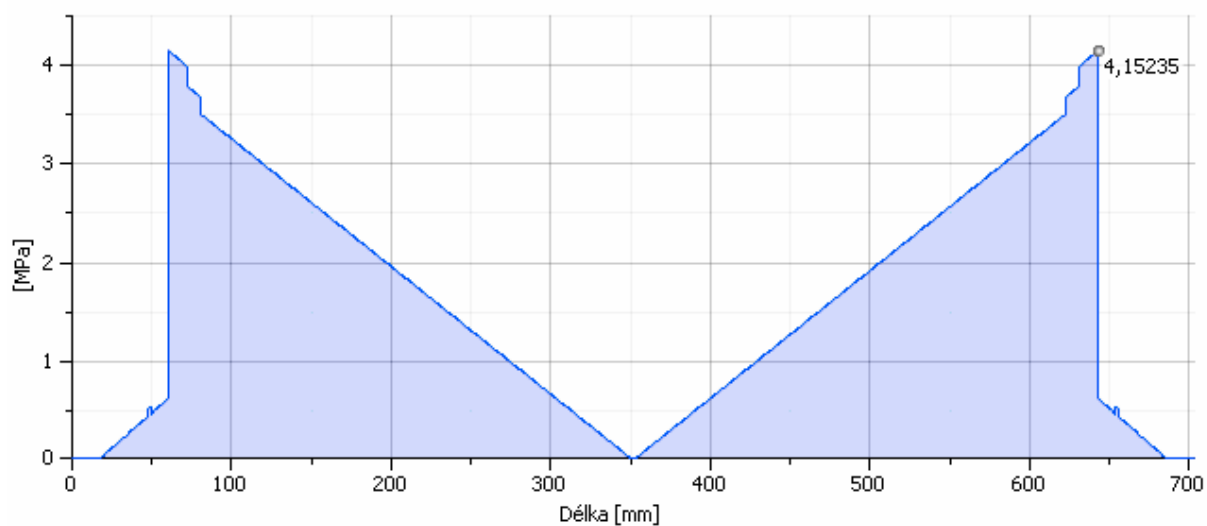
Napětí v ohybu



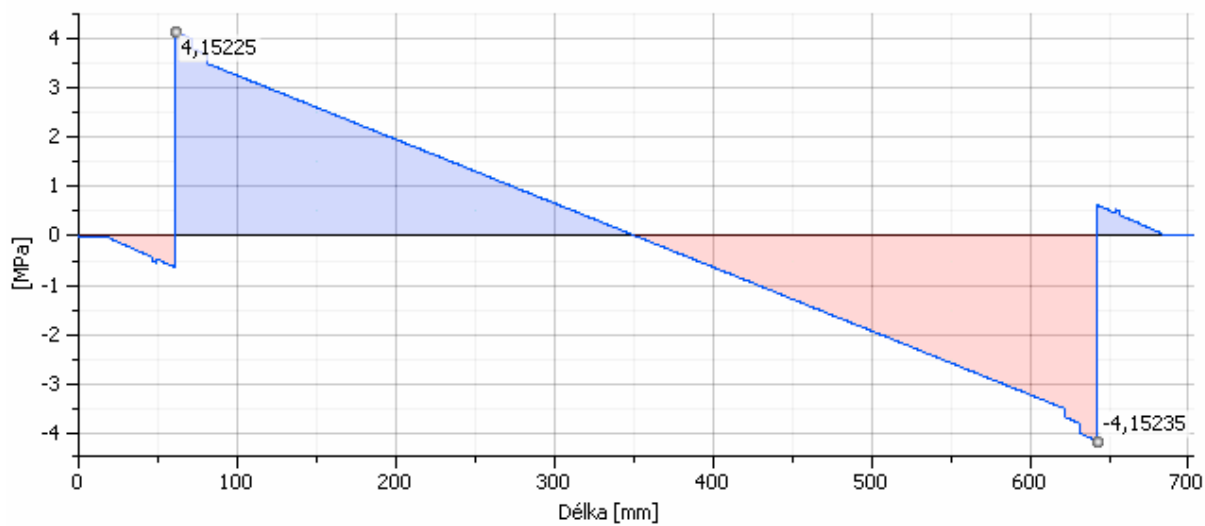
Napětí v ohybu - rovina yz



Napětí ve smyku

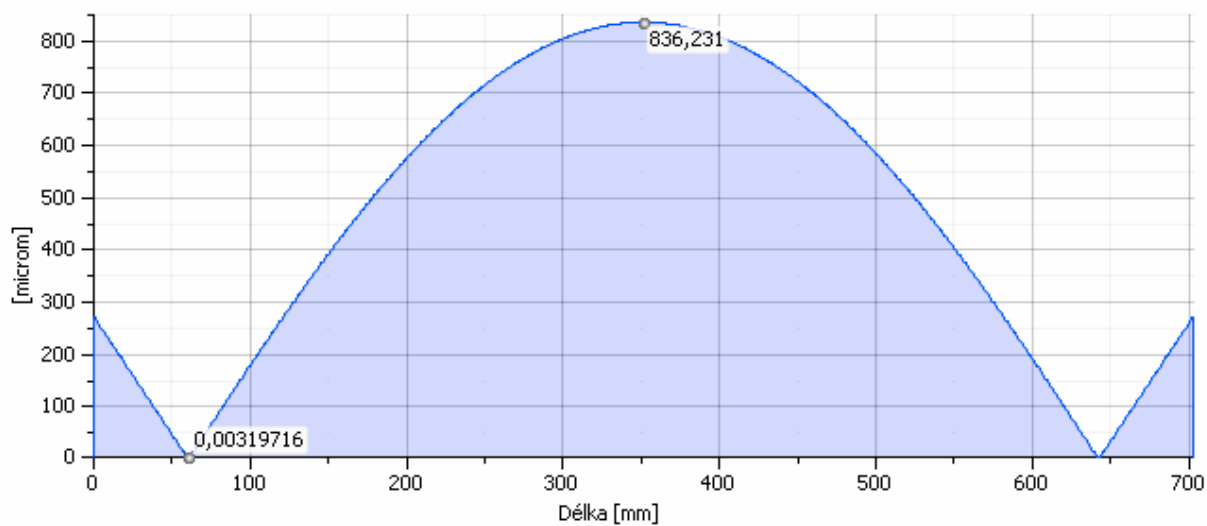


Napětí ve smyku - rovina yz

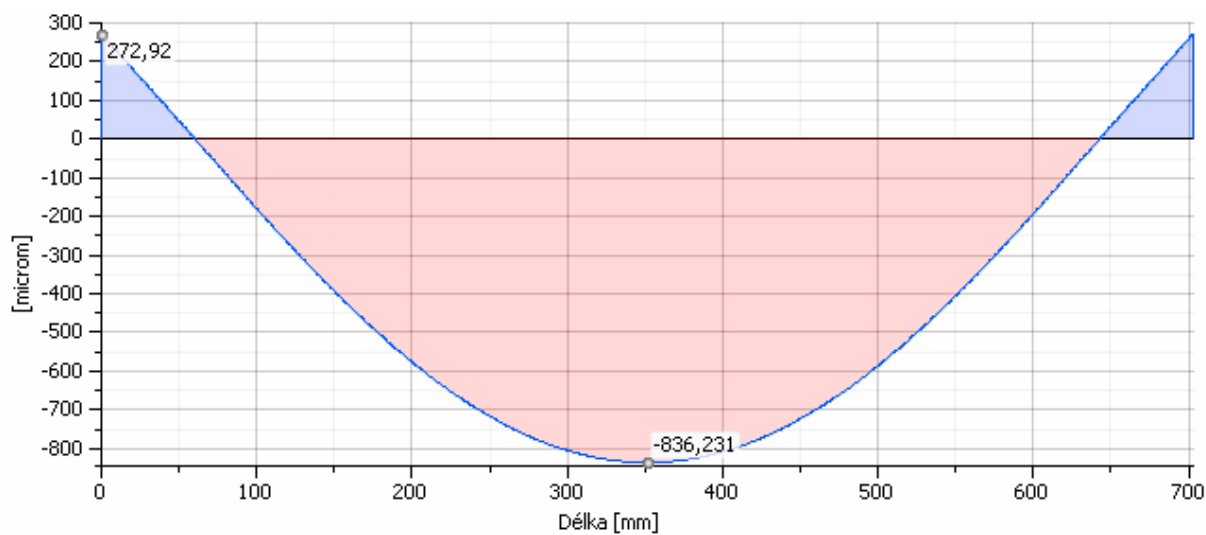




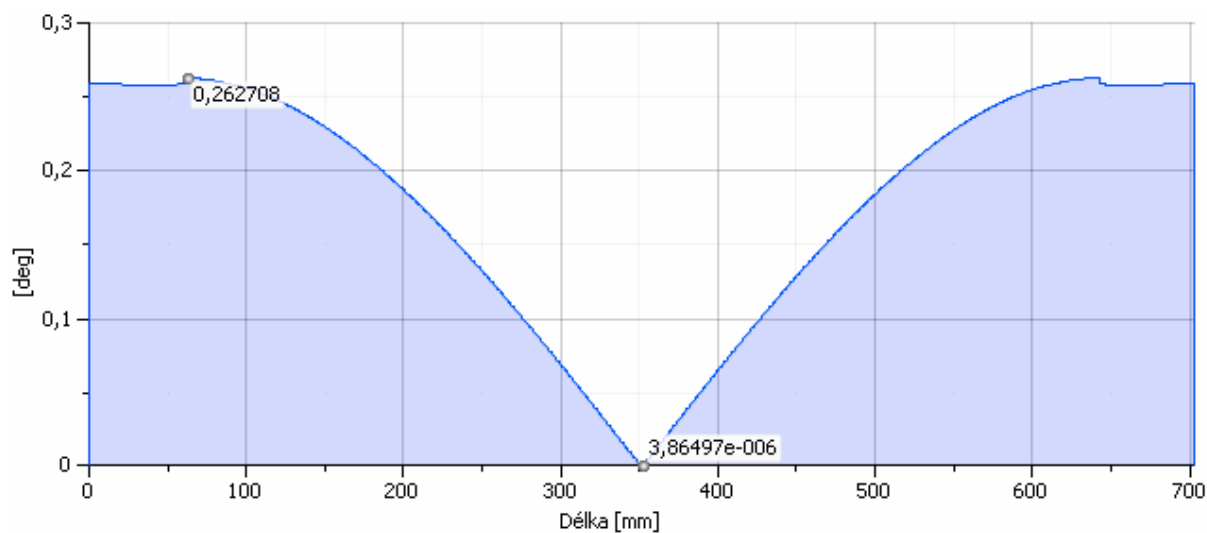
Průhyb



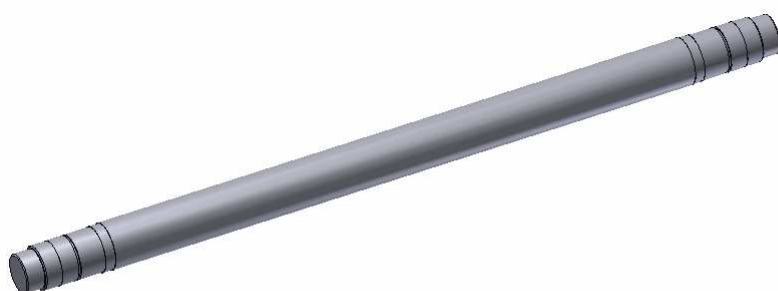
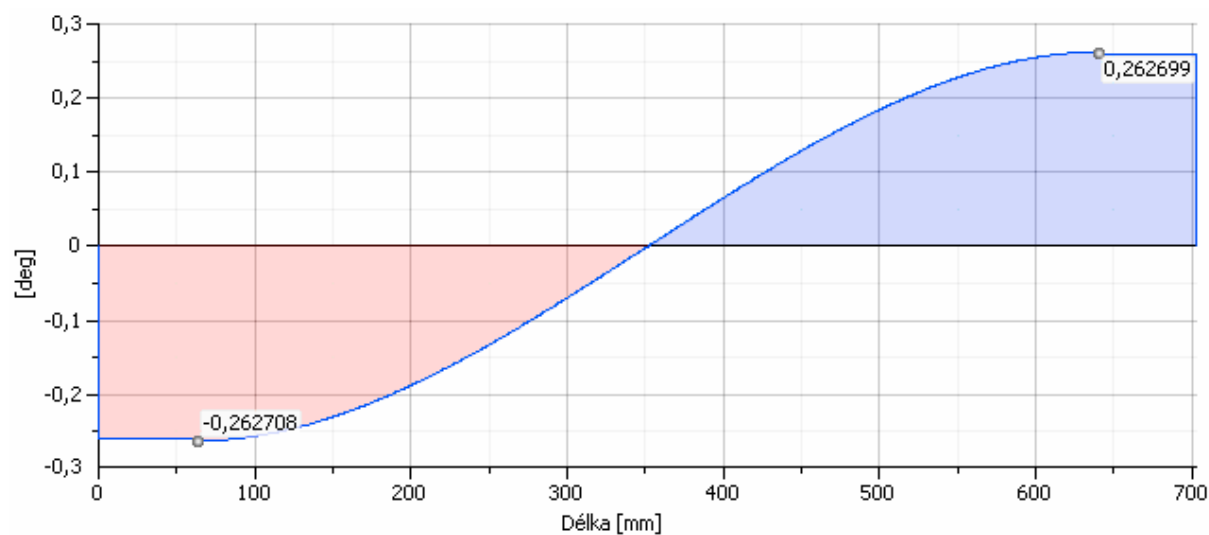
Průhyb - rovina yz



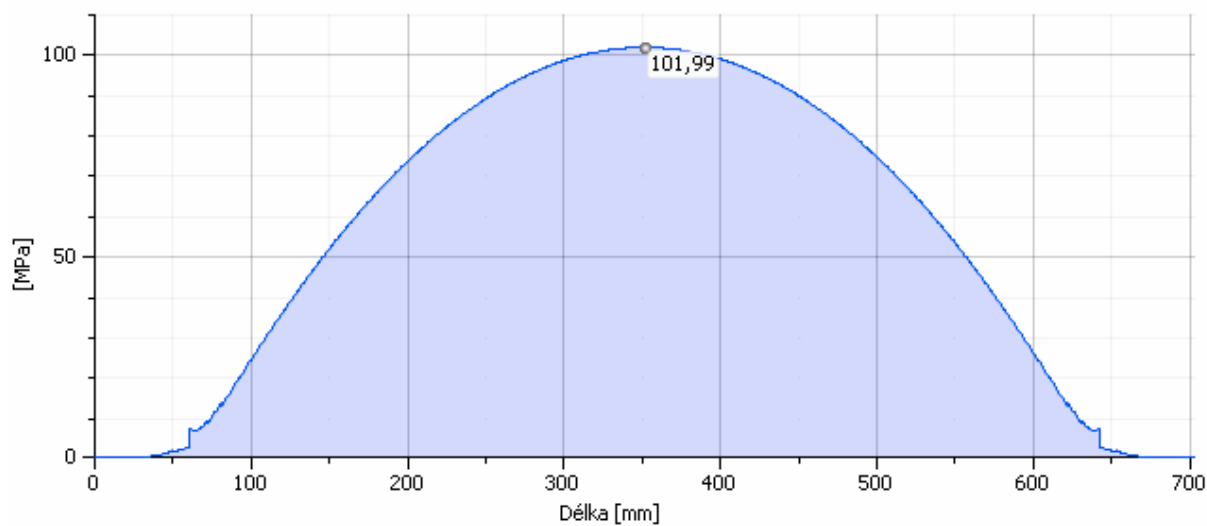
Úhel průhybu



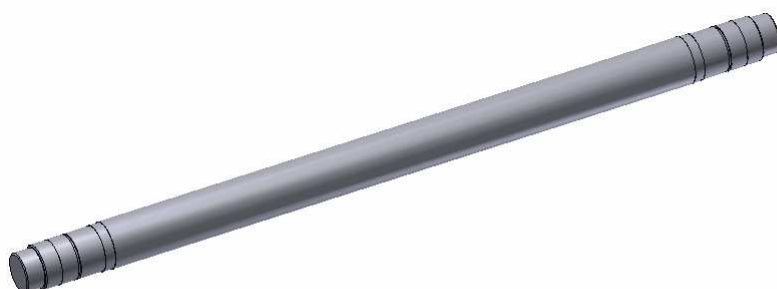
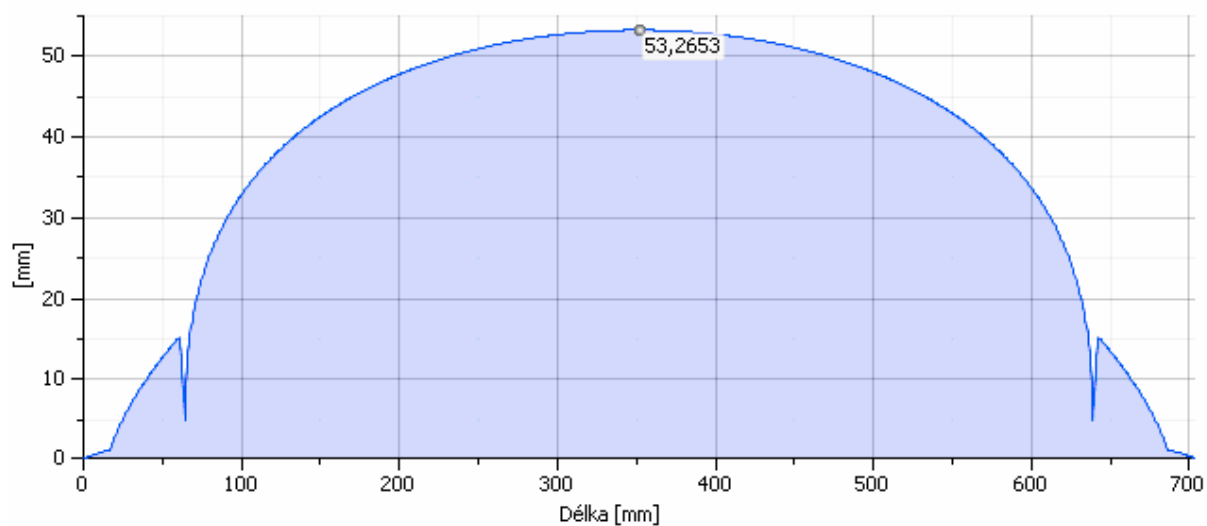
Úhel průhybu - rovina yz



Redukované napětí



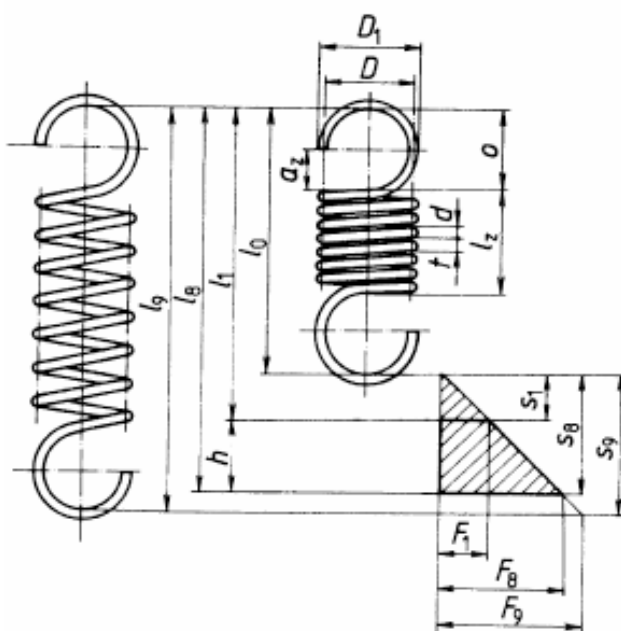
Ideální průřez



Výpočet pružiny pro vyvození potřebného zatížení

1. Výběr pružiny

Pro vyvození potřebného zatížení byla zvolena tažná pružina (obr. 1). Podle požadavků na životnost v pracovních cyklech N_F dle ČSN byl zvolen materiál pružiny 14 260. Tento materiál je určen pro pružiny všech rozměrů pro velká namáhání. [7]



Obr. 1 Tažná pružina [7]

Tab. 1 Hodnoty pro materiál 14 260

Mez pevnosti materiálu R_m [MPa]	Modul pružnosti ve smyku G [MPa]	Dovolené napětí v krutu $\tau_{Dm} = \tau_9$ [MPa]
1500 ÷ 1800	$7,85 \cdot 10^4$	960

2. Návrhový výpočet hlavních rozměrů pružiny

Pro výpočet je třeba znát průběh zatížení. Pracovní zatížení se mění od minimální síly $F_{min} = F_1$ do maximální síly $F_{max} = F_8$. [7]



Tab. 2 Vstupní hodnoty pro výpočet pružiny

l_1 [mm]	l_8 [mm]	F_1 [N]	F_8 [N]	D_1 [mm]
50	100	1000	5321	50

Předběžná volba průměru drátu $d_p = 8$ mm.

Střední průměr pružiny:

$$D_p = D_{1p} - d_p \Rightarrow D_p = 50 - 8 \Rightarrow D_p = 42 \text{ mm}$$

Předběžný průměr drátu pružiny:

$$d_p' = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D_p}{\pi \cdot \tau_8}} \Rightarrow d_p' = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5321 \cdot 42}{\pi \cdot 860}} \Rightarrow d_p' = 8,7 \text{ mm}$$

$\tau_8 = 0,9 \cdot \tau_9$ [MPa] - napětí pružiny při zatíženém stavu, $\tau_8 = 860$ MPa [7]

Délka pružiny ve volném stavu:

$$l_o = \frac{l_1 \cdot F_8 - l_8 \cdot F_1}{F_8 - F_1} \Rightarrow l_o = \frac{50 \cdot 5321 - 100 \cdot 1000}{5321 - 1000} \Rightarrow l_o = 38,5 \text{ mm}$$

Roztažení pružiny:

$$s_1 = l_1 - l_o \Rightarrow s_1 = 50 - 38,5 \Rightarrow s_1 = 11,5 \text{ mm}$$

$$s_8 = l_8 - l_o \Rightarrow s_8 = 100 - 38,5 \Rightarrow s_8 = 61,5 \text{ mm}$$

Tuhost pružiny:

$$k_p = \frac{F_8 - F_1}{h} \Rightarrow k_p = \frac{5321 - 1000}{s_8 - s_1} \Rightarrow k_p = \frac{5321 - 1000}{61,5 - 11,5} \Rightarrow k_p = 86,42 \text{ Nmm}^{-1}$$

Předběžný poměr vinutí pružiny:

$$i_p' = \frac{D_p}{d_p} \Rightarrow i_p' = \frac{42}{8,7} \Rightarrow i_p' = 4,83$$



Předběžný korekční součinitel napětí v krutu:

$$K' = \frac{i_p' + 0,2}{i_p' - 1} \Rightarrow K' = \frac{4,83 + 0,2}{4,83 - 1} \Rightarrow K' = 1,313$$

Skutečný průměr drátu pružiny:

$$d_p = d_p' \cdot \sqrt[3]{K'} \Rightarrow d_p = 8,7 \cdot \sqrt[3]{1,313} \Rightarrow d_p = 9,5 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Skutečný poměr vinutí pružiny:

$$i_p = \frac{D_p}{d_p} \Rightarrow i_p = \frac{42}{10} \Rightarrow i_p = 4,2$$

Skutečný korekční součinitel napětí v krutu:

$$K = \frac{i_p + 0,2}{i_p - 1} \Rightarrow K = \frac{4,2 + 0,2}{4,2 - 1} \Rightarrow K = 1,375$$

Pevnostní kontrola:

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow \tau_8 = \frac{8 \cdot 5321 \cdot 42 \cdot 1,375}{\pi \cdot 10^3} \quad \tau_8 = 782,5 \text{ MPa} \leq 0,9 \cdot \tau_{Dm} = 860 \text{ MPa}$$

Počet činných závitů pružiny:

$$n_p = \frac{1}{k} \cdot \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3} \Rightarrow n_p = \frac{1}{86,42} \cdot \frac{10^4 \cdot 7,85 \cdot 10^4}{8 \cdot 42^3} \Rightarrow n_p = 15,3$$

Celkový počet závitů:

$$z = n_p + n_z \Rightarrow z = 15,3 + 2 \Rightarrow z = 17,3 \approx 18$$

$$n_z = 1 + 1 [-] - \text{počet závěrných závitů pružiny [7]}$$

Délka pružiny v mezním stavu:

$$l_9 = (z + 1 - z_0) \cdot d \Rightarrow l_9 = (18 + 1 - 1) \cdot 10 \Rightarrow l_9 = 180 \text{ mm}$$



$z_o = 2 \cdot (0,5 \div 0,75) [-]$ - celkový počet obrobených závěrných závitů, volím $z_o = 1$ [7]

$$l_{9\max} = l_9 = 180 \text{ mm}$$

Součet nejmenších dovolených vůlí mezi činnými závity:

$$S_{a\min} = \frac{d \cdot n_p \cdot i_p}{50} \Rightarrow S_{a\min} = \frac{10 \cdot 15,3 \cdot 4,2}{50} \Rightarrow S_{a\min} = 12,85 \text{ mm}$$

Mezní zkušební délka pružiny:

$$l_{\min F} = l_{9\max} + S_{a\min} \Rightarrow l_{\min F} = 180 + 12,85 \Rightarrow l_{\min F} = 192,85 \text{ mm}$$

$$l_{\min F} \leq l_8 \Rightarrow l_8 = 195 \text{ mm}$$

Přepočty zbylých rozměrů pružiny:

$$l_1 = l_8 - h \Rightarrow l_1 = 195 - 50 \Rightarrow l_1 = 145 \text{ mm}$$

$$l_o = l_8 - s_8 \Rightarrow l_o = 195 - 61,5 \Rightarrow l_o = 133,5 \text{ mm}$$

$$s_8 = \frac{F_8}{k} \Rightarrow s_8 = \frac{5321}{86,42} \Rightarrow s_8 = 61,5 \text{ mm}$$

Kontrola:

Vůle mezi činnými závity:

$$a = \frac{s_9}{n} \Rightarrow a = \frac{46,5}{15,3} \Rightarrow a = 3,04 \text{ mm}$$

$$s_9 = l_9 - l_o = 180 - 133,5 = 46,5 \text{ [mm]} - \text{roztažení pružiny v mezním stavu [7]}$$

Rozteč činných závitů ve volném stavu:

$$t = a + d \Rightarrow t = 3,04 + 10 \Rightarrow t = 13,04 \text{ mm}$$

$$0,3 \cdot D \leq t \leq 0,55 \cdot D \Rightarrow 0,3 \cdot 42 \leq t \leq 0,55 \cdot 42 \Rightarrow 12,6 \text{ mm} \leq 13,04 \text{ mm} \leq 23,1 \text{ mm}$$